

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«На правах рукопису»
УДК _____

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Г.Б.Варламов
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” _____ 2019 р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: Система опалення, вентиляції і кондиціонування повітря індивідуального житлового будинку в с. Ясногородка, Київської області

Виконала: студентка II курсу, групи ТП-381мп

Нестеренко Леся Валеріївна

(прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Науковий керівник к.т.н., доцент Боженко М. Ф.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Консультант з охорони праці к.т.н., доцент Каштанов С.Ф.

(назва розділу)

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2019 року

**Пояснювальна записка
до магістерської дисертації
за освітньо-професійною програмою**

на тему: Система опалення, вентиляції і кондиціонування повітря індивідуального житлового будинку в с. Ясногородка, Київської області

МАГІСТЕРСЬКА ДИСЕРТАЦІЯ

На тему: «Система опалення, вентиляції і кондиціювання повітря індивідуального житлового будинку в с. Ясногородка, Київської області»

Виконала:
студентка 2-го курсу,
гр. ТП-381мп
Нестеренко Л. В.
Керівник:
к.т.н., доц. Боженко М. Ф.

Київ - 2019

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»,

ОПП «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Г.Б.Варламов
(підпис) (ініціали, прізвище)

«__» _____ 2019 р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студентці
Нестеренко Лесі Валеріївни
(прізвище, ім'я, по батькові)**

1. Тема дисертації «Система опалення, вентиляції і кондиціювання повітря індивідуального житлового будинку в с. Ясногородка, Київської області»

науковий керівник дисертації Боженко Михайло Федорович, к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «__» _____ 2019 р. № _____

2. Термін подання студенткою дисертації 16.12.2019 р.

3. Об'єкт дослідження Санітарно-технічні системи індивідуального житлового будинку

4. Вихідні дані

1) Площа будинку – 168,83 м².

2) Кількість мешканців – 5 людей.

3) Система опалення: водяна поверхнево-підлогова та повітряна з фанкойлами.

4) Джерело теплопостачання – ґрунтовий тепловий насос та водогрійний котел – для покриття пікового навантаження.

5) Температурний графік системи опалення – (45/40) °C.

6) Система гарячого водопостачання – місцева, температура води 55 °C.

7) Система вентиляції – припливно – витяжна.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити

1) Виконати розрахунки теплових навантажень споживачів на опалення та ГВП.

2) Вибрати обладнання системи поверхнево-підлогового та повітряного опалення.

3) Обчислити надходження теплоти та вологи до приміщень, визначити повітрообмін приміщень та вибрати обладнання системи вентиляції.

4) Виконати розрахунки та вибрати обладнання системи ГВП.

5) Розрахувати та вибрати обладнання теплового насосу.

6) Розробити стартап-проект.

7) Розглянути питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу

- 1) Схеми систем поверхнево-підлогового і повітряного опалення – 2 арк.;
- 2) Розміщення обладнання поверхнево-підлогового і повітряного опалення – 2 арк.;
- 3) Схема системи припливно-витяжної вентиляції – 1 арк.;
- 4) Розміщення обладнання системи припливно-витяжної вентиляції – 2 арк.;
- 5) Схема системи теплопостачання будинку – 1 арк.
- 5) Грунтовий контур і ґрунтовий колектор – 1 арк.;

7. Орієнтовний перелік публікацій – тези доповіді.

8. Консультанти розділів дисертації

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Каштанов С.Ф, доцент		

9. Дата видачі завдання: 30.10.2019 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Розрахунки теплових навантажень	09.11.2019 р.	
2	Вибір обладнання систем опалення	15.11.2019 р.	
3	Надходження теплоти та вологи	19.11.2019 р.	
4	Розрахунки повітрообміну, вибір обладнання системи вентиляції.	23.11.2019 р.	
5	Система ГВП	25.11.2019 р.	
6	Вибір обладнання теплового насосу	28.11.2019 р.	
7	Розробка стартап-проекту	02.12.2019 р.	
8	Охорона праці	03.12.2019 р.	
9	Креслення		
9.1	Схеми систем опалення	20.11.2019 р.	
9.2	Розміщення обладнання систем опалення	23.11.2019 р.	
9.5	Схема системи вентиляції	26.11.2019 р.	
9.3	Розміщення обладнання системи вентиляції	30.11.2019 р.	
9.6	Схема системи теплопостачання будинку	02.12.2019 р.	
9.4	Грунтовий контур і колектор	04.12.2019 р.	
10	Оформлення пояснювальної записки	05.12.2019 р.	

Студентка

(підпис)

Л. В. Нестеренко
(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

(підпис)

М. Ф. Боженко
(ініціали, прізвище)

РЕФЕРАТ

Магістерська дисертація на здобуття ступеня магістра за освітньо-професійною програмою підготовки на тему: «Система опалення, вентиляції і кондиціонування повітря індивідуального житлового будинку в с. Ясногородка, Київської області»: 102 с., 34 рис., 17 табл., 4 дод., 21 джерело, 7 креслеників формату А1, 2 кресленики формату А2.

Об'єкт розробки – індивідуальний житловий будинок.

Мета роботи – розробка систем опалення, вентиляції, кондиціонування повітря приміщень будинку, які призначені для створення нормованих санітарно-технічних умов мешканців в холодний та теплий періоди року, що є актуальною задачею.

Наведені розрахунки втрат теплоти приміщеннями у холодний період року та надходження теплоти і вологи до них у теплий період року. За розрахунками енергетичної ефективності будівля відноситься до класу «В».

Система вентиляції – припливно-витяжна. Розрахунки повітрообміну виконані за нормативною кратністю повітрообміну для кожного з приміщень. За результатами розрахунків обрана високоефективна набірна припливно-витяжна система, до складу якої входять повітряний фільтр, калорифер для нагрівання повітря в холодний період року, роторний теплоутилізатор, повітроохолоджувач для охолодження нормованої витрати повітря в теплий період року, припливний та витяжний вентилятори.

Система кондиціонування повітря – місцева автономна. За надлишками теплоти, що надходять до приміщень, обрані місцеві повітроохолоджувачі (фанкойли).

Система опалення для холодного періоду року приміщень – комбінована: повітряна з використанням встановлених фанкойлів і тепла підлога.

Розроблений стартап-проект, в результаті техніко-економічних розрахунків показано, що економічний ефект від використання систем тепlopостачання на базі газового конденсаційного котла та теплового насоса становить 8907,08грн/рік, а термін повернення додаткових капіталовкладень при використанні системи пасивного кондиціонування повітря на базі геотермального теплового насоса становить 4 роки.

Передбачені заходи з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Результати роботи упроваджені в ТОВ «Укренергопром», апробація роботи здійснена доповіддю на Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» у 2019 році з публікацією тез.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: вентиляція, опалення, кондиціонування, індивідуальний житловий будинок, теплові втрати, фанкойл, тепlopостачання, холодопостачання, економічний ефект.

РЕФЕРАТ

Магистерская диссертация на получение степени магистра по образовательно-профессиональной программе подготовки на тему: «Система отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха индивидуального жилого дома в с. Ясногородка Киевской области»: 102 с., 34 рис., 17 табл., 4 доп., 21 источник, 7 чертежей формата А1, 2 чертежа формата А2.

Объект разработки - индивидуальный жилой дом.

Цель работы - разработка систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха помещений дома, которые предназначены для создания нормированных санитарно-технических условий жителей в холодный и теплый периоды года, является актуальной задачей.

Приведенные расчеты теплопотерь помещениями в холодный период года и поступления теплоты и влаги к ним в теплый период года. По расчетам энергетической эффективности здание относится к классу «В».

Система вентиляции - приточно-вытяжная. Расчеты воздухообмена выполнены по нормативной кратности воздухообмена для каждого из помещений. По результатам расчетов выбрана высокоэффективная наборная приточно-вытяжная система, в состав которой входят воздушный фильтр, калорифер для нагрева воздуха в холодный период года, роторный теплоутилизатор, воздухоохладитель для охлаждения нормируемого расхода воздуха в теплый период года, приточный и вытяжной вентиляторы.

Система кондиционирования воздуха - местная автономная. По излишкам тепла, поступающих в помещения, избраны местные воздухоохладители (фанкойлы). Система отопления для холодного периода года помещений - комбинированная: воздушная с использованием установленных фанкойлов и теплый пол.

Разработанный стартап-проект, в результате технико-экономических расчетов показано, что экономический эффект от использования систем теплоснабжения на базе газового конденсационного котла и теплового насоса составляет 8907,08 грн/год, а срок возврата дополнительных капиталовложений при использовании системы пассивного кондиционирования воздуха на базе геотермального теплового насоса составляет 4 года.

Предусмотрены мероприятия по охране труда и безопасности в чрезвычайных ситуациях. Результаты работы внедрены в ООО «Укрэнергопром», апробация работы осуществлена докладом на Международной научно-практической конференции «Современные проблемы научного обеспечения энергетики» в 2019 году с публикацией тезисов.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: вентиляция, отопление, кондиционирование, индивидуальный жилой дом, тепловые потери, фанкойл, теплоснабжение, холодоснабжение, экономический эффект.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACT

Master's Thesis for Master's Degree in Educational and Professional Training Program on the topic: "System of heating, ventilation and air conditioning of an individual house in the village. Yasnogorodka, Kyiv region»: 102 pages, 34 figures, 17 tables, 4 add., 21 sources, 7 drafts of A1 format, 2 drafts of A2 format.

The development object is an individual residential building.

The purpose of the work is to develop systems of heating, ventilation, air conditioning of the premises of the house, which are intended to create standardized sanitary and technical conditions of the residents in cold and warm periods of the year, which is an urgent task.

The calculations of heat losses by the premises in the cold season and the inflow of heat and humidity to them (from people, equipment, solar radiation, electric lighting) in the warm period of the year are presented. According to the calculations of energy efficiency the building belongs to the class "B".

Ventilation system - supply and exhaust. The air exchange calculations are performed according to the normative air exchange rate for each of the premises. According to the results of the calculations, a highly efficient inlet and exhaust system, which includes an air filter, a heater for heating the air in the cold season, a rotary heat utilizer, an air cooler for cooling the standard flow of air in the warm period of the year, the intake and exhaust fans, was selected.

The air conditioning system is local autonomous. Local air coolers (fan coils) are selected for excess heat entering the premises.

Heating system for the cold season of the premises - combined: air using installed fan coils and warm floor.

The start-up project has been developed, as a result of technical and economic calculations it is shown that the economic effect of using the systems of heat supply on the basis of gas condensing boiler and heat pump is 8907,08 UAH/year, and the term of return of additional investments when using the system of passive air conditioning on the basis of geothermal thermal pump is 4 years.

Occupational health and safety measures are foreseen.

The results of the work were implemented in Ukrenergoprom LLC, and the work was approved by a report at the International Scientific and Practical Conference "Modern Problems of Scientific Energy Supply" in 2019 with the publication of the abstracts.

KEY WORDS: ventilation, heating, air conditioning, individual dwelling house, heat loss, fancoil, heat supply, cold supply, economic effect.

					ТІІ 381МП 27 001 ІІ3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, скорочень термінів	9
Вступ.....	10
1 Характеристика об'єкту і санітарно-технічних систем	12
2 Розрахунки теплових втрат приміщень	14
2.1 Методика розрахунку теплових втрат	14
2.2 Особливості визначення теплових втрат через підлогу	16
2.3 Річна витрата теплоти на опалення	17
2.4 Клас енергоефективності будинку	24
2.5 Висновки до розділу 2.....	25
3 Розрахунки надходжень теплоти та вологи до приміщень	26
3.1 Надходження теплоти від електричного освітлення	26
3.2 Надходження теплоти з інфільтраційним повітрям	26
3.3 Надходження теплоти та вологи від людей	27
3.4 Надходження теплоти від сонячної радіації	28
3.5 Висновки до розділу 3.....	29
4 Система опалення	30
4.1 Опис системи.....	30
4.2 Розрахунок системи опалення «теплої підлоги».....	31
4.3 Розрахунок розширювального баку системи опалення	42
4.4 Вибір обладнання системи опалення.....	45
4.5 Висновки до розділу 4.....	52
5. Система вентиляції і кондиціонування повітря.....	53
5.1 Система вентиляції.....	53
5.2 Система кондиціонування	54
5.3 Аеродинамічний розрахунок повітропроводів системи вентиляції.....	55
5.4 Вибір припливно-витяжної установки.....	58
5.5 Розрахунок кількості утилізованої теплоти в рекуператорі, вибір електричного калорифера.....	59

Зам. інв. №	5.1 Система вентиляції.....53					
	5.2 Система кондиціювання 54					
	5.3 Аеродинамічний розрахунок повітропроводів системи вентиляції.....55					
	5.4 Вибір припливно-витяжної установки.....58					
	5.5 Розрахунок кількості утилізованої теплоти в рекуператорі, вибір електричного калорифера.....59					
Підпис та						
	ТП з81мп 27 001 ПЗ					
Інв. №	Зм.	Кільк.	Арк.	Їддок	Підпис	Дата
	Студент		Нестеренко			
	Керівник		Боженко			
	П.конт.					
	Н.контр.		Боженко			
	Зав.каф.		Варламов			
Система опалення, вентиляції і кондиціювання повітря індивідуальногожитлового будинку. Пояснювальна записка						
Стадія		Аркуш		Аркушів		
МДп		7		102		
КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, Кафедра ТПТ						

5.6 Система кондиціювання повітря.....	62
5.7 Висновки з розділу 5.....	68
6. Розрахунок системи гарячого водопостачання.....	69
6.1 Загальні положення.....	69
6.2 Навантаження системи ГВП.....	70
6.3 Висновки до розділу 6.....	71
7. Вибір обладнання теплогенераторної.....	72
7.1 Опис системи.....	72
7.2 Вибір теплового насосу.....	74
7.3 Розрахунок ґрунтового теплообмінника	75
7.4 Розрахунок вузла пасивного холоду	79
7.5 Розрахунок діаметра теплової мережі.....	84
7.6 Вибір бака акумулятора системи теплопостачання та бака запаса ГВП.....	84
7.7 Висновки до розділу 7.....	86
8 Розробка стартап-проекту.....	87
Висновки до розділу 8.....	89
9. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	90
9.1 Технічні рішення та організаційні заходи які передбачені проектом, що забезпечує безпечну експлуатацію робочих приміщень та основного технологічного обладнання	90
9.2 Електробезпека.....	90
9.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	92
Висновки.....	95
Список використаної літератури	96
Додатки	
Додаток А	
Технічне завдання на проектно-конструкторську розробку	98
Додаток Б	
Акт впровадження результатів магістерської дисертації.....	100
Додаток В	
Список наукових праць і творчих досягнень.....	101
Додаток Г	
Результат перевірки на плагіат.....	102

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

F – площа поверхні нагріву;
 α - коефіцієнт тепловіддачі;
 K - коефіцієнт теплопередачі;
 t – температура;
 Q – тепловий потік;
 G – витрата води;
 A – температурний множник;
 Re – число Рейнольдса;
 Pr – критерій Прандтля;
 ν - кінематична в'язкість;
 ω – швидкість руху теплоносіїв;
 d – діаметр;
 P – тиск;
 V – об'єм;
 λ - теплопровідність;
 ρ - густина;
 c – теплоємність.

Індекси:

– нижні:

o – параметри опалення;
 op – параметри опалювальних приладів;
 g – параметри гарячої води;
 x – параметри холодної води;
 $g.v$ – параметри гарячого водопостачання;
 p – розрахункова величина;
 z – параметри зовнішнього повітря;
 vn – параметри внутрішнього повітря;
 c – параметри біля стінки та пристінного шару води;
 pl – параметри пластина теплообмінного апарату;
 rec – параметри рециркуляційної води.

Скорочення:

ТОА – теплообмінний апарат;
 ГВП – гаряче водопостачання;
 ТН – теплоносії.

– верхні:

n – параметри насосів;
 zl – параметри точки зламу;
 sr – середнє значення;
 rk – річне значення;
 l – параметри літнього періоду.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

До санітарно-технічних систем житлових, громадських та промислових будівель відносяться системи опалення, вентиляції та кондиціювання повітря.

Опалення – це штучний нагрів приміщень в опалювальний період року для компенсації теплових втрат та підтримання нормованої температури із середньою незабезпеченістю 50 год/рік [1].

Функціонування опалення характеризується деякою періодичністю протягом року і зміною використаної потужності опалення, яка залежить від кліматичних умов. Для створення і підтримки теплового комфорту в приміщеннях потрібні технічно досконалі та надійні опалювальні системи.

Найпоширенішими для житлових, громадських та промислових будівель є системи водяного, повітряного, променевого та парового опалення.

Вентиляція (від лат. Ventilatio – провітрювання) – видалення забрудненого повітря з приміщень і заміна його зовнішнім.

Функція вентиляції – подати чисте зовнішнє повітря (приток) і видалити забруднене повітря з приміщень (витяжка), інакше кажучи, створити необхідний мікроклімат у приміщенні. Це її перша функція. Друга функція – забезпечити комфорт в приміщенні, тому повітря взимку підігрівають, іноді зволожують, влітку охолоджують.

Вентиляція приватних будинків раніше здійснювалася природним чином за рахунок руху повітря, викликаного різницею температур, шляхом інфільтрації через вікна, нещільність дверей і елементів конструкції будинку [1].

Будівельні технології, матеріали і норми будівництва змінилися. Раніше в дерев'яному будинку із звичайними вікнами і простим плануванням можна було обійтися без спеціальних вентиляційних систем. Сучасний будинок з цеглини і бетону, оснащений склопакетами, є майже герметичною конструкцією, в якій природна вентиляція утруднена. Комфорт, шумоізоляція і теплозбереження, які дають сучасні матеріали, мають і зворотну сторону.

Крім того, планування сучасного будинку з розбиттям на ізольовані зони (кухня - їдальня, вітальня, окремі спальні, душеві кімнати і санвузли) ще більше затруднює вентиляцію. В результаті відбувається застій повітря в приміщеннях, в них скупчуються шкідливі речовини, підвищується вологість в санвузлах, що в кінцевому результаті, позначається на здоров'ї мешканців. Вентиляція, тобто система припливно-витяжної вентиляції, може вирішити цю проблему самостійно або разом з кондиціюванням повітря.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Системи кондиціювання повітря (КП) використовуються для забезпечення нормованого мікроклімату у приміщеннях, у будь-який період року у незалежності від параметрів зовнішнього повітря та надходжень теплоти і вологи до приміщень. Системи КП в основному використовуються у теплий період року і здійснюють охолодження та осушку повітря [3].

Кондиціювання повітря в приміщеннях передбачається для створення і підтримки в них:

- встановлених нормами допустимих умов повітряного середовища, якщо вони не можуть бути забезпечені більш простими засобами;
- штучних кліматичних умов відповідно до технологічних вимог всередині приміщення або частини їх цілий рік чи протягом теплого або холодного періоду року;
- оптимальних (або близьких до них) гігієнічних умов повітряного середовища у виробничих приміщеннях, якщо це економічно виправдано збільшенням продуктивності праці [3].

З огляду на описані вище проблеми впливає актуальність данної магістерської дисертації. Метою данної роботи є виконання розрахунків систем опалення, вентиляції і кондиціювання повітря індивідуального житлового будинку.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ І САНІТАРНО -ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

В магістерській дисертації розробляється проект внутрішніх інженерних систем децентралізованого опалення, місцевої вентиляції та кондиціювання повітря індивідуального житлового будинку в с. Ясногородка, Київської області.

Фасад житлового будинку наведений на рис. 1.1.



Рисунок 1.1 – Фасад житлового будинку

Будинок являє собою двоповерхову будівлю, що складається з 14 окремих кімнат та приміщень, загальною площею 170 м².

Кількість мешканців в будинку – 5 людей.

По поверхам приміщення поділяються на наступні:

- перший поверх – тамбур, хол, котельня, санвузол, кухня, вітальня, спальня та тераса;
- другий поверх – три спальні, гардеробна, хол і санвузол;

Основним джерелом теплопостачання є геотермальний тепловий насос «NEMO» потужністю 10 кВт виробництва RC Group, який працює на систему опалення та на нагрів гарячої санітарної води. Тепловий насос працює з графіком відпуску теплоти 45/40 °С. Додатковим та резервним джерелом теплопостачання слугує твердопаливний котел «VISION 3» потужністю 18 кВт, який працює в режимі з графіком відпуску теплоти 80/60°С. Відведення димових газів та розсіювання шкідливих речовин від котла в атмосферу здійснюється через димохід ø160.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Топкова працює для забезпечення роботи систем опалення. На першому та другому поверхах передбачений обігрів приміщень низькотемпературною системою поверхневого опалення (тепла підлога). Окремі приміщення будуть обігріватися фанкойлами. Температурний графік відпуску теплоти споживачам:

- фанкойли - 45/40 °С,
- поверхневе опалення - 45/40 °С,
- контур ГВП 50/30 °С.

Приготування теплоносія відбувається в топковій.

В топковій стіни будуть виконані негорючими матеріалами, передбачено механічну систему вентиляції через механічний вентилятор.

Система вентиляції запроектована з приточно-витяжною установкою фірми Mycond: MYCOND MV-S(I) 400 з функцією рекуперації тепла з об'ємною витратою повітря 400 м³/год.

Приточно-витяжна установка забезпечує мінімально необхідний повітрообмін протягом всього дня. Подача та забір повітря здійснюється через вентиляційні канали в стінах будинку. Система повітропроводів виконана з оцинкованої сталі товщиною 0,55мм діаметрами 100 і 160 мм. В приміщенні кухні над плитою передбачено витяжний зонт.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ ВТРАТ ПРИМІЩЕННЯМИ

2.1 Методика розрахунку теплових втрат

Втрати теплоти приміщеннями житлових, громадських та промислових будівель розраховуються для холодного періоду року і складаються з втрат теплоти через зовнішні огороження та нагрівання інфільтраційного повітря.

В роботі [1] для розрахунку теплових втрат, кВт, рекомендована формула

$$Q_{\text{втр}} = \Sigma Q_{\text{обг.і}} + Q_{\text{інф}}, \quad (2.1)$$

де $\Sigma Q_{\text{обг.і}}$ – сумарні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції (зовнішні стіни, вікна, зовнішні двері, перекриття для останнього поверху, підлогу для першого поверху), кВт;

$Q_{\text{інф}}$ – витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря, яке надходить до приміщень, кВт.

Втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції складаються з основних та додаткових і розраховуються для кожного елемента цієї конструкції за формулою

$$Q_{\text{обг.і}} = K_i F_i \Delta t_i (1 + \Sigma \beta) n_i \cdot 10^{-3}, \quad (2.2)$$

K_i – коефіцієнт теплопередачі елемента огорожувальної конструкції, Вт/(м² · К) [3].

F_i – поверхня елемента огорожувальної конструкції, м²;

Δt_i – розрахункова різниця температур між внутрішнім та зовнішнім повітрям, °С;

n_i – поправковий коефіцієнт на розрахункову різницю температур, залежить від геометричного положення елемента огорожувальної конструкції або його типу;

$\Sigma \beta$ – додаткові втрати теплоти в частках до основних;

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К), визначається за формулою

$$K_i = 1/r_i, \quad (2.3)$$

де r_i – термічний опір теплопередачі окремого огороження, (м² · К)/Вт

Для розрахунку термічного опору теплопередачі використовується відома залежність [1]

$$r_i = \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3}, \quad (2.4)$$

де, $\alpha_{\text{вн}}$ та α_3 – коефіцієнти тепловіддачі для внутрішнього та зовнішнього повітря відповідно, Вт/(м²·К);

δ_i та λ_i – товщина (м) та теплопровідність (Вт/(м·К)) матеріалів окремих шарів огорожень.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Характеристики матеріалів зовнішніх стін, підлоги та перекриття наведені в таблицях 2.1 – 2.3 відповідно.

Таблиця 2.1 – Характеристика матеріалів зовнішніх стін

Найменування матеріалу	δ , мм	λ , Вт/(м·К)
Газобетон	400	0,12
Утеплювач «AEROC Energy»	100	0,05
Штукатурка	20	0,87

Таблиця 2.2 – Характеристика матеріалів підлоги

Конструкція	δ , мм	λ , Вт/(м·К)
Конструкція чистої підлоги	30	1,86
Пінополістирольні плити	50	0,92
Екструдований пінополістирол	50	0,036
Рулонна гідроізоляція	0,5	0,17
Вирівнююча стяжка В 7,5	50	1,86
Грунт трамбований щебенем	-	-

Таблиця 2.3 – Характеристика матеріалів перекриття

Найменування матеріалу	δ , мм	λ , Вт/(м·К)
Залізобетонна круглопустотна плита	6,1	2,04
Пінополістирольні плити	100	0,036
Повітряний прошарок	-	-
Мінвата	200	0,046
Металочерепиця	-	-

Поверхні F_i зовнішніх стін визначаються за зовнішніми розмірами, поверхні вікон – за розмірами у світлі, поверхні перекриття (підлоги) – за внутрішніми розмірами [3].

Різниця температур Δt_i визначається за рекомендаціями при висоті приміщень до 4 м, тобто

$$\Delta t = t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}, \quad (2.5)$$

де, $t_{\text{вн}}$ – розрахункова температура повітря усередині приміщень, °С;

$t_{\text{р.о}}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення, °С [3].

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додаткові втрати теплоти визначаються в залежності від швидкості вітру і його повторюваності. Для м. Києва для всіх значень орієнтації приміщень швидкість вітру менша ніж 4,5 м/с і його повторюваність менша за 15%, тоді додаткові втрати теплоти дорівнюють нулю [1].

Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря $Q_{\text{інф}}$, кВт, розраховуються для кожного поверху, виходячи з необхідності забезпечення підігріву нагрівальними приладами зовнішнього повітря в об'ємі повітрообміну, що дорівнює 0,75 год⁻¹, за формулою

$$Q_{\text{інф}} = (0,75/3600) \cdot c_{\text{пов}} \cdot \rho_{\text{пов}} \cdot F_{\text{п}} \cdot h \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}), \quad (2.6)$$

де $c_{\text{пов}}$ – питома масова теплоємність повітря, кДж/(кг·К), яку можна взяти 1,005 кДж/(кг·К);

$\rho_{\text{пов}}$ – густина повітря, кг/м³, яку беру 1,2 кг/м³;

$F_{\text{п}}$ – площа підлоги приміщення, м²;

h – висота приміщення від підлоги до стелі, м, але не більше як 3,5 м [3].

Розрахуємо витрати теплоти на нагрів інфільтраційного повітря для кожного з поверхів будівлі. Для розрахунку використаємо наступні дані:

$$F_{\text{п1}} = 86,7 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{п2}} = 82,54 \text{ м}^2;$$

$$h = 3,1 \text{ м};$$

$$t_{\text{вн}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{р.о}} = -22 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Тоді за формулою (2.6) розрахуємо

$$Q_{\text{інф1}} = (0,75/3600) \cdot 1,005 \cdot 1,2 \cdot 86,7 \cdot 3,1 \cdot (20 - (-22)) = 2,84 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{інф2}} = (0,75/3600) \cdot 1,005 \cdot 1,2 \cdot 82,54 \cdot 3,1 \cdot (20 - (-22)) = 2,7 \text{ кВт}.$$

Загальна кількість теплоти на нагрів інфільтраційного повітря дорівнює

$$Q_{\text{інф}} = Q_{\text{інф1}} + Q_{\text{інф2}}, \quad (2.7)$$

де $Q_{\text{інф1}}$ і $Q_{\text{інф2}}$ – витрати теплоти на нагрів інфільтраційного повітря для першого та другого поверхів відповідно, кВт.

$$Q_{\text{інф}} = 2,84 + 2,7 = 5,54 \text{ кВт}.$$

2.2 Визначення теплових втрат через підлогу

Площа підлоги поділяється на 4 зони, які паралельні зовнішнім стінам, шириною по 2 м (для першої, другої та третьої зон, а для четвертої – все, що залишилося).

Термічні опори теплопередачі окремих зон неутепленої підлоги (згідно з довідковою літературою) складають:

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- для першої зони - $r_1 = 2,15 \text{ (м}^2 \cdot \text{K)}/\text{Вт}$;
- для другої зони - $r_2 = 4,3 \text{ (м}^2 \cdot \text{K)}/\text{Вт}$;
- для третьої зони - $r_3 = 8,6 \text{ (м}^2 \cdot \text{K)}/\text{Вт}$;
- для четвертої зони - $r_4 = 14,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{K)}/\text{Вт}$ [1].

Оскільки підлога є утепленою, то втрати теплоти визначаються за формулою

$$Q_{\text{втр.п}} = \sum \frac{F_i}{r_{yi}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{п.о}}) n_i \cdot 10^{-3}, \quad (n_i=1) \quad (2.8)$$

де r_{yi} – термічний опір теплопередачі окремих шарів утепленої підлоги, $(\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$, визначаю за формулою

$$r_{yi} = r_{\text{н.у.і}} + \sum \left(\frac{d_{yi}}{\lambda_{yi}} \right), \quad (2.9)$$

де δ_{yi} та λ_{yi} - товщина, м, та теплопровідність, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$, окремих шарів утеплювача відповідно.

Результати розрахунків теплових втрат приміщеннями першого та другого поверхів наведені в таблицях 2.4, 2.5 відповідно.

2.3 Річна витрата теплоти на опалення

Річна витрата теплоти на опалення, $\text{кВт} \cdot \text{год}/\text{рік}$, розраховується за формулою

$$Q_o^{\text{річ}} = Q_o^{\text{ср}} n_o \cdot 24, \quad (2.10)$$

де $n_{\text{оп}}$ - тривалість опалювального періоду, днів;

$Q_o^{\text{ср}}$ - середня витрати теплоти на опалення, кВт .

Середня витрата теплоти на опалення, кВт

$$Q_{\text{ср}} = Q_o \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.о}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{п.о}}}, \quad (2.11)$$

$$Q_o^{\text{річ}} = 4,69 \cdot 176 \cdot 24 = 19829 \text{ кВт} \cdot \text{год}/\text{рік}$$

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку теплових втрат приміщеннями першого

поверху

Найм ену- вання та $t_{вн}$, $t_{зовн}$, °C	Площа примі- щення F_n , м ²	Огородження					Теплові втрати		
		Познач ення	Довжина L , м	Висота H , м	Площа огорож- увальни- х констру- кцій F , м ²	Коефі- цієнт теплоп ере- дачі K , Вт/(м ² · °C)	Втрати через огорож- ення $Q_{обг}$, Вт	Втрати теплоти на інфільтра- цію $Q_{інф}$, Вт	Загальні втрати теплоти $Q_{втр}$, Вт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тамбур	2,69	Зовніш- ня стіна	1,95	3,1	4,16	0,18	31,19		
		Зовніш- ня стіна	0	0	0,00	0,18	0		
		Зовніш- ня стіна	0	0	0,00	0,18	0		
		Вікно	0	0	0,00	0,75	0		
		Вікно	0	0	0,00	0,75	0		
		Вікно	0	0	0,00	0,75	0		
		Підлога I	-	-	2,69	0,26	29,77		
		Вхідні двері	0,9	2,1	1,89	1,18	93,39		
Сума:							154,35	88,00	242,35
Хол	12,74	Зовніш- ня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Зовніш- ня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Зовніш- ня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Підлога I	-	-	1,18	0,26	13,06		
		Підлога II	-	-	10,33	0,17	72,98		
		Підлога III	-	-	1,23	0,1	5,04		
Сума:							91,09	416,76	507,85

					ТП з81мп 27 001 ПЗ				Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Продовження таблиці 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Котельня	7,73	Зовніш ня стіна	3,05	3,1	9,46	0,18	70,98		
		Зовніш ня стіна	2,54	3,1	6,52	0,18	48,98		
		Зовніш ня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Вікно	0,9	1,5	1,35	0,75	42,63		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Підлога I	-	-	11,17	0,26	123,63		
		Підлога II	-	-	0,56	0,17	3,96		
		Підлога III	-	-	0	0,1	0		
		Підлога IV	-	-	0	0,06	0		
		Горищ- не перекри ття	-	-	0	0,14	0		
		Вхідні двері	0	0	0	1,18	0		
		Двері тераси	0	0	0	1,54	0		
Сума:							290,18	252,87	543,05
Санвузол	4,37	Зовніш ня стіна	1,73	3,1	5,36	0,18	40,26		
		Зовніш ня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Зовніш ня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Підлога I	-	-	3,45	0,26	38,18		
		Підлога II	-	-	0,92	0,17	6,5		
Сума:							84,95	142,95	227,9

Продовження таблиці 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кухня	13,92	Зовнішня стіна	3,97	3,1	10,06	0,18	75,5		
		Зовнішня стіна	3,51	3,1	8,63	0,18	64,8		
		Зовнішня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Вікно	1,5	1,5	2,25	0,75	71,05		
		Вікно	1,5	1,5	2,25	0,75	71,05		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Підлога I	-	-	14,95	0,26	165,47		
		Підлога II	-	-	2,97	0,17	20,98		
Сума:							468,86	455,36	924,22
Вітальня	24,95	Зовнішня стіна	5,94	3,1	12,38	0,18	92,97		
		Зовнішня стіна	3,97	3,1	10,06	0,18	75,5		
		Зовнішня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Вікно	1,5	1,5	2,25	0,75	71,05		
		Вікно	1,5	1,5	2,25	0,75	71,05		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Підлога I	-	-	19,81	0,26	219,26		
		Підлога II	-	-	8,09	0,17	57,16		
		Підлога III	-	-	0,71	0,1	2,91		
		Двері тераси	1,8	2,1	3,78	1,54	244,25		
Сума:							834,15	816,18	1650,34
Спальня	13,5	Зовнішня стіна	4,84	3,1	12,75	0,18	95,75		
		Зовнішня стіна	2,8	3,1	6,43	0,18	48,27		
		Зовнішня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Вікно	1,5	1,5	2,25	0,75	71,05		
		Вікно	1,5	1,5	2,25	0,75	71,05		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Підлога I	-	-	15,26	0,26	168,9		
		Підлога II	-	-	5,75	0,17	40,62		
Сума:							495,65	441,62	937,27

Продовження таблиці 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сходи	6,8	Зовніш ня стіна	2	3,1	6,2	0,18	46,55		
		Зовніш ня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Зовніш ня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Підлога I	-	-	4	0,26	44,27		
		Пілога II	-	-	2,8	0,17	19,78		
Сума:							110,6	222,45	333,05
Всього на перший поверх:							2529,83	2836,2	5366,02

Таблиця 2.5 – Результати розрахунку теплових втрат приміщеннями другого поверху

Найм ену- вання та $t_{вн},$ $t_{зовн},$ °C	Площа примі- щення F_n , м ²	Огородження					Теплові втрати		
		Познач ення	Довжина L , м	Висота H , м	Площа огорож увальни х констру кцій F , м ²	Коефі- цієнт теплоп ере- дачі K , Вт/(м ² · °C)	Втрати через огорож ення $Q_{обг}$, Вт	Втрати теплоти на інфільтра цію $Q_{інф}$, Вт	Загальні втрати теплоти $Q_{втр}$, Вт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Хол	8,75	Зовніш ня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Зовніш ня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Зовніш ня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Гор. перекри ття	-	-	8,75	0,14	50,25		
Сума:							50,25	286,24	336,48

Продовження таблиці 2.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сходи	6,8	Зовнішня стіна	2	3,1	4,85	0,18	36,41		
		Зовнішня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Зовнішня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Вікно	0,9	1,5	1,35	0,75	42,63		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Горищ. перекриття	-	-	6,8	0,14	39,05		
		Вхідні двері	0	0	0	1,18	0		
Сума:							118,09	222,45	340,54
Гардероб	8,03	Зовнішня стіна	1,76	3,1	5,46	0,18	40,96		
		Зовнішня стіна	4,58	3,1	12,85	0,18	96,46		
		Зовнішня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Вікно	0,9	1,5	1,35	0,75	42,63		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Горищ. перекриття	-	-	8,03	0,14	46,11		
Сума:							226,16	262,68	488,84
Спальня	13,5	Зовнішня стіна	4,84	3,1	12,75	0,18	95,75		
		Зовнішня стіна	2,8	3,1	6,43	0,18	48,27		
		Зовнішня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Вікно	1,5	1,5	2,25	0,75	71,05		
		Вікно	1,5	1,5	2,25	0,75	71,05		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Підлога I	-	-	15,26	0,26	168,9		
		Підлога II	-	-	5,75	0,17	40,62		
Сума:							495,65	441,62	937,27

Продовження таблиці 2.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Санвузол	8	Зовнішня стіна	3	3,1	7,95	0,18	59,68		
		Зовнішня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Зовнішня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Вікно	0,9	1,5	1,35	0,75	42,63		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Горищ. перекриття	-	-	8	0,14	45,94		
Сума:							148,26	261,7	409,96
Спальня	17,64	Зовнішня стіна	3,97	3,1	10,6	0,18	75,5		
		Зовнішня стіна	4,45	3,1	11,55	0,18	86,67		
		Зовнішня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Вікно	1,5	1,5	2,25	0,75	71,05		
		Вікно	1,5	1,5	2,25	0,75	71,05		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Горищ. перекриття	-	-	17,64	0,14	101,3		
Сума:							405,58	577,05	982,63
Спальня	19,83	Зовнішня стіна	5	3,1	13,25	0,18	99,47		
		Зовнішня стіна	3,97	3,1	10,06	0,18	75,5		
		Зовнішня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Вікно	1,5	1,5	2,25	0,75	71,05		
		Вікно	1,5	1,5	2,25	0,75	71,05		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Горищ. перекриття	-	-	19,83	0,14	113,87		
Сума:							430,95	648,69	1079,65

Продовження таблиці 2.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Спальня (7)	13,49	Зовнішня стіна	4,85	3,1	12,79	0,18	95,98		
		Зовнішня стіна	2,79	3,1	6,4	0,18	48,04		
		Зовнішня стіна	0	0	0	0,18	0		
		Вікно	1,5	1,5	2,25	0,75	71,05		
		Вікно	1,5	1,5	2,25	0,75	71,05		
		Вікно	0	0	0	0,75	0		
		Горищ. перекриття	-	-	13,49	0,14	77,47		
Сума:							363,59	441,29	804,89
Всього на другий поверх:							1742,88	2700,11	4442,99
Всього на перший та другий поверхи:							4272,7	5536,31	9809,01

2.4 Визначення класу енергоефективності будівлі

Клас енергоефективності визначається за різницею розрахункових і максимальних питомих витрат теплоти на опалення.

Розрахунок питомих тепловитрат на опалення будинку за опалювальний період $q_{\text{буд}}$, кВт · год/м², визначається за формулою

$$q_{\text{буд}} = Q_{\text{о}}^{\text{пik}} / F_h, \quad (2.12)$$

де F_h , - опалювана площа, м² (за вихідними даними $F_h = 169,24$ м²).

Отже, за формулою (2.11) розраховуємо питомі тепловитрати

$$q_{\text{буд}} = \frac{19829}{169,24} = 117,16 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^2.$$

Різниця, в %, розрахункового або фактичного значення питомих тепловитрат, $q_{\text{буд}}$, від максимально-допустимого значення, E_{max} , розраховується за формулою

$$[(q_{\text{буд}} - E_{\text{max}}) / E_{\text{max}}] \cdot 100, \quad (2.13)$$

де E_{max} - максимально допустиме значення питомих тепловитрат на опалення будинку за опалювальний період, кВт · год/м², розраховується за формулою [4].

$$E_{\text{max}} = 470 \cdot F_h^{-1/4}, \quad (2.14)$$

$$E_{\text{max}} = 470 \cdot 169,24^{-1/4} = 130,31 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^2$$

					ТП з81мп 27 001 ПЗ				Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Отже, різниця фактичного значення питомих тепловитрат і максимально допустимого складе

$$\frac{117,16 - 130,31}{130,31} 100 = -10,9\% .$$

За отриманим значенням різниці питомих теплових витрат на опалення визначаю клас енергетичної ефективності будинку, тобто даний будинок відноситься до класу енергоефективності «В» [5].

2.5 Висновки з розділу 2

1 Визначені втрати теплоти огорожувальними конструкціями будинку та на нагрівання інфільтраційного повітря, що загалом складають 9,81 кВт.

2 Розраховані річні витрати теплоти на опалення будинку, які складають 19829 кВт·год / рік.

3 Згідно з виконаними розрахунками будинок відноситься до класу енергетичної ефективності «В».

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 РОЗРАХУНКИ НАДХОДЖЕНЬ ТЕПЛОТИ ТА ВОЛОГИ ДО

ПРИМІЩЕНЬ

Теплота (Q , кВт) в приміщення надходить від електричного освітлення, від людей, сонячної радіації, з інфільтраційним повітрям [3].

Волога (W , кг/с) надходить від людей [3].

3.1 Надходження теплоти від електричного освітлення

Надходження теплоти від електричного освітлення, кВт, розраховую за формулою

$$Q_{\text{ео}} = N_{\text{ео}} , \quad (3.1)$$

де $N_{\text{ео}}$ – потужність електричної освітлювальної апаратури, кВт.

Згідно з проектними даними величина $N_{\text{ео}} = 2$ кВт, тоді $Q_{\text{ео}} = 2$ кВт.

3.2. Надходження теплоти з інфільтраційним повітрям

Надходження теплоти з інфільтраційним повітрям в теплий період року здійснюється до приміщень, в яких влаштована система кондиціювання повітря, при цьому температура внутрішнього повітря менша за температуру зовнішнього повітря [1].

Основна частина інфільтраційного повітря може надходити через світлопрозорі конструкції (вікна, балконні двері, ліхтарі), через шви панельних стиків та зовнішні непрозорі огорожувальні конструкції будівель.

Зауважимо, що для забезпечення найбільш ефективного кондиціювання приміщень в них слід витримувати надлишковий тиск по відношенню до навколишнього середовища і сусідніх приміщень, щоби виключити можливість потрапляння всередину інфільтраційного повітря з параметрами, що відрізняються від внутрішнього мікроклімату. При виконанні цієї умови ми можемо не враховувати надходження інфільтраційного повітря.

Якщо витримувати надлишковий тиск у приміщеннях економічно не вигідно, то у даному випадку інфільтраційне повітря, що проходить крізь нещільності світлових віконних отворів, враховується [3].

Для розрахунку витрати інфільтраційного повітря треба розрахувати площу засклення. Відповідно до архітектурно - будівельного проекту сумарна площа засклення складає $F_3 = 32,4 \text{ м}^2$.

Масова витрата інфільтраційного повітря, кг/с, що надходить до приміщень крізь світлові отвори віконних конструкцій визначається за формулою

$$L_{\text{інф}} = (G_{\text{н}}/3600) F_3, \quad (3.2)$$

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де G_n – нормована масова витрата повітря, яке надходить у приміщення через щілини в заповненнях світлових отворів, кг/(м²·год) (згідно з нормативними даними для житлових будівель величина $G_n = 6$ кг/(м²·год) [2].

$$L_{\text{інф}} = (6/3600) \cdot 32,4 = 0,054 \text{ кг/с.}$$

Теплоту, яка надходить в приміщення з інфільтраційним повітрям, кВт, розраховую за формулою [1]

$$Q_{\text{інф}} = L_{\text{інф}}(h_n - h_v) \beta_o, \quad (3.3)$$

де h_n і h_v – відповідно ентальпія навколишнього та внутрішнього повітря, кДж/кг; β_o - коефіцієнт, яким враховують вплив зустрічного повітряного потоку (в наявних будинках при встановленні двокамерних склопакетів величини $\beta_o = 0,7$).

Визначаємо за h - d діаграмою параметри повітря для літнього періоду:

внутрішнє повітря:

-температура $t_v = 20$ °С;

-відносна вологість $\phi_v = 55\%$;

-ентальпія $h_v = 45,4$ кДж/кг;

зовнішнє повітря:

-температура $t_n = 29$ °С;

-відносна вологість $\phi_n = 69\%$;

-ентальпія $h_n = 74$ кДж/кг.

Тоді потік теплоти, що надходить у приміщення з інфільтраційним повітрям, складе

$$Q_{\text{інф}} = 0,054 \cdot (74 - 45,4) \cdot 0,7 = 1,08 \text{ кВт.}$$

3.3 Надходження теплоти та вологи від людей

Існує два вида теплоти, що надходить в приміщення: «прихована» – $Q_{\text{прих}}$ і «явна» – $Q_{\text{я}}$, а повний потік теплоти, що надходить у приміщення дорівнює сумі теплових потоків, а саме: «явного» та «прихованого», тоді

$$Q_{\text{л}} = Q_{\text{я}} + Q_{\text{прих}}. \quad (3.4)$$

На практиці, повне надходження теплоти від людей, кВт, можна розрахувати за формулою [3]

$$Q_{\text{л}} = (qn_{\text{ч}} + 0,85 qn_{\text{ж}}) \cdot 10^{-3}; \quad (3.5)$$

де q – надходження повної теплоти від одного дорослого чоловіка, Вт/чол (залежить від температури внутрішнього повітря та характеру виконуваної роботи, яка може бути: легка, робота середньої важкості та важка фізична робота);

$n_{\text{ч}}, n_{\text{ж}}$ – відповідно кількість чоловіків, жінок в приміщенні.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для умов житлового будинку величина $q=150$ Вт/чол [3].

Кількість чоловіків, жінок в приміщенні складає: $n_{\text{ч}} = 2$, $n_{\text{ж}} = 3$

Тоді

$$Q_{\text{т}} = (150 \cdot 2 + 0,85 \cdot 150 \cdot 3) \cdot 10^{-3} = 0,68 \text{ кВт.}$$

Волога, яка надходить в приміщення від людей, кг/с, розраховується за формулою

$$W_{\text{л}} = \frac{(gn_{\text{ч}} + 0,85gn_{\text{ж}}) \cdot 10^{-3}}{3600}, \quad (3.6)$$

де g – надходження вологи від одного дорослого чоловіка, г/год (залежить від температури навколишнього середовища та характеру виконуваної роботи: легка, середньої важкості, або важка фізична робота);

За даними [3] величина $g=75$ г/год, тоді

$$W_{\text{л}} = \frac{(75 \cdot 1 + 0,85 \cdot 75 \cdot 3) \cdot 10^{-3}}{3600} = 0,00007 \text{ кг/с.}$$

3.4 Надходження теплоти від сонячної радіації

Основний потік теплоти від сонячної радіації надходить до приміщення через світлопрозорі огорожуючі конструкції будинку, тобто через вікна та скляні двері, в основному, в теплий період року, коли температура навколишнього середовища перевищує 10°C .

Надходження теплоти від сонячної радіації в приміщення розраховують за наступною формулою [3]

$$Q_{\text{с.р}} = q' F_{\text{з}} \beta_{\text{с.з}} K_{\text{з}} K_{\text{а}}, \quad (3.7)$$

де q' – густина теплового потоку, який надходить через одинарне застління світлових отворів в липні, Вт/м²;

$F_{\text{з}}$ – площа світлового отвору, м²;

$\beta_{\text{с.з}}$ – коефіцієнт теплопропускання сонячно-захисних пристроїв.

$K_{\text{а}}$ – коефіцієнт, яким враховують акумуляцію теплоти внутрішніми огорожними конструкціями приміщення.

$K_{\text{з}}$ – коефіцієнт відносного пропускання сонячної радіації, що залежить від типу застління (для двокамерних склопакетів беру $K_{\text{з}} = 0,7$).

Якщо в приміщенні або в міжскляному просторі є сонцезахисні пристрої, то $K_{\text{а}} = 1$, при відсутності вищевказаних захисних пристроїв

$$q' = (q_{\text{в.п}} + q_{\text{в.р}}) K_1 K_2; \quad (3.8)$$

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $q_{в.п}$ та $q_{в.р}$ – відповідно густина потоку прямої та розсіяваної сонячної радіації, Вт/м² (залежить від пори року, орієнтації приміщення за сторонами свігла та годин доби;
 K_1 – коефіцієнт, яким враховують затемнення засклення світлових отворів перетинами та забруднення атмосфери;

K_2 – коефіцієнт, яким враховують забруднення скла [3].

3.5.1 Розрахунок теплоти сонячної радіації по кімнатах:

Вихідні дані:

$$K_3 = 0,7;$$

$$K_a = 1;$$

$$\beta_{с.з} = 0,15 \text{ (при зовнішніх сонцезахисних пристроях);}$$

$$K_1 = 0,72 \text{ (для незабрудненої атмосфери);}$$

$$K_2 = 0,95 \text{ (для незначного забруднення скла).}$$

Розрахунок для вікон приміщень, які виходять на південь ($F = 5,31 \text{ м}^2$):

$$q_n = 374 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_p = 136 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q' = (374 + 136) \cdot 0,72 \cdot 0,95 = 348,84 \text{ Вт/м}^2.$$

$$Q_{с.р} = 348,84 \cdot 5,31 \cdot 0,15 \cdot 0,7 \cdot 1 = 194,5 \text{ Вт.}$$

Розрахунок для вікон приміщень, які виходять на північ ($F = 9 \text{ м}^2$):

$$q_n = 107 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_p = 43 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q' = (107 + 43) \cdot 0,72 \cdot 0,95 = 102,6 \text{ Вт/м}^2.$$

$$Q_{с.р} = 102,6 \cdot 9 \cdot 0,15 \cdot 0,7 \cdot 1 = 97 \text{ Вт.}$$

Розрахунок для вікон приміщень, які виходять на захід і схід ($F = 17,09 \text{ м}^2$)

$$q_n = 512 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_p = 146 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q' = (512 + 146) \cdot 0,72 \cdot 0,95 = 450,1 \text{ Вт/м}^2.$$

$$Q_{с.р} = 450,1 \cdot 17,09 \cdot 0,15 \cdot 0,7 \cdot 1 = 807,7 \text{ Вт.}$$

3.5 Висновки з розділу 3

1 Виконані розрахунки надходжень теплоти до приміщень від електричного освітлення, сонячної радіації, від людей та з інфільтраційним повітрям у теплий період року, загальна величина яких складає 4,9 кВт.

2 Розраховані надходження вологи до приміщень від людей, величина якої складає 0,00007 кг/с або 0,252 кг/год.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

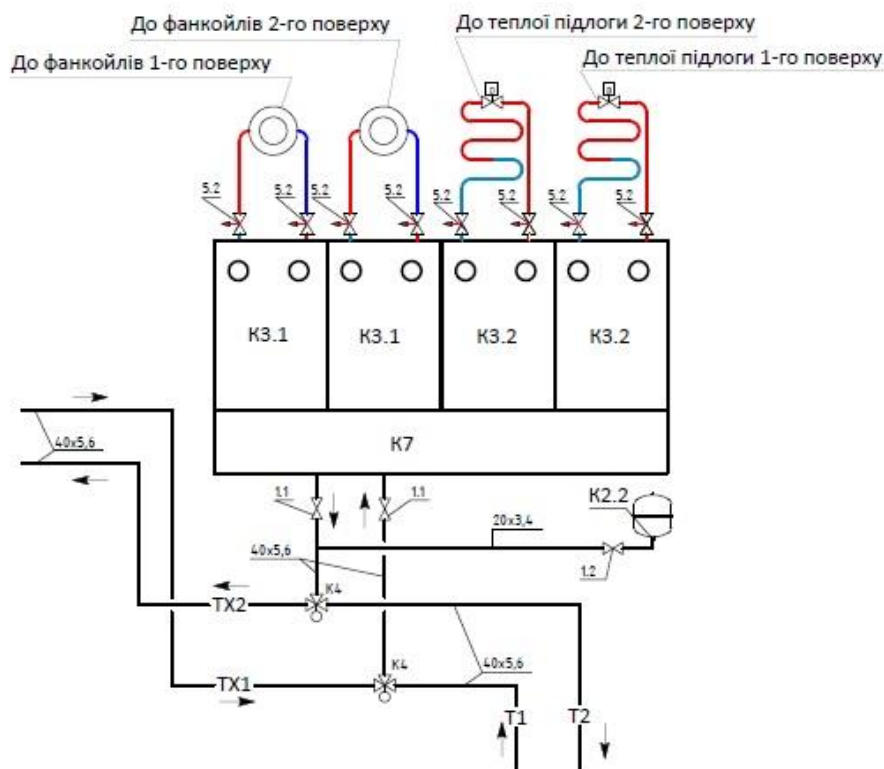
4 СИСТЕМА ОПАЛЕННЯ

4.1 Опис системи

Основним джерелом теплоти для будинку є геотермальний тепловий насос з вбудованим бойлером ГВП та електричним тенем для покриття пікових навантажень на систему опалення.

Грунтовий тепловий насос покриває 90% навантаження опалювального сезону, в періоди, коли відпуску теплоти від теплового насоса недостатньо, вмикається електричний тен.

На рисунку 4.1 наведена схема вузла теплогенераторної, який розподіляє теплову енергію на системи тепло- і холодопостачання 1-го та 2-го поверхів будинку.



T1 – подавальний трубопровід системи опалення; T2 – поворотний трубопровід системи опалення; TX1, TX2 – подавальний та зворотний трубопроводи системи холодопостачання, відповідно; K3.1, K3.2 – насосні групи системи тепло- і холодопостачання будинку; K7 – розподільчий колектор системи опалення; K2.2 – мембранний розширювальний бак системи опалення будинку; K4 – триходові клапани з сервоприводами для пермикання систем тепло- та холодопостачання;

1.1, 1.2 – запірні крани; 5.2 – автоматичні повітрявідвідники.

Рисунок 4.1 - Схема розподільчого вузла теплогенераторної [4]

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Будинок, як зазначалося вище, поділяється на 14 приміщень, система опалення яких складається з системи водяних фанкойлів та водяної теплої підлоги.

Згідно з наведеною на рис. 4.1 схемою гаряча вода від теплового насоса по подавальному трубопроводу Т1 з температурою 50°C через регулювальний клапан К4 і прохідний кран 1.1 надходить на колектор К7, з якого за допомогою насосних груп К 3.1 і К 3.2 розподіляється на теплу підлогу та фанкойли першого та другого поверхів.

Охолоджена вода від теплої підлоги та фанкойлів з температурою 30 °С після насосних груп надходить до колектора і також через прохідний кран та регулювальний клапан повертається до теплового насоса.

Для компенсації розширення води в системі опалення в схемі теплопостачання передбачений мембранний розширювальний бак К 2.2.

Слід зазначити, що увімкнення в роботу фанкойлів відбувається тоді, коли «тепла підлога» не забезпечує необхідну температуру повітря у приміщеннях [5].

Регулювання витрати теплоти на опалення здійснюється у залежності від температури зовнішнього повітря за допомогою автоматичного погодно-залежного регулятора шляхом перепуску частини поворотної води до подавальної через змішувальний клапан, який розташований в насосних групах підлогового опалення [5].

4.2 Розрахунки системи опалення «теплої підлоги»

Слід зазначити, що нині широкого застосування набули системи так званої «теплої підлоги» з розташованими під поверхньою підлоги нагрівальними трубками, в яких циркулює вода з низькою температурою (40/30) °С – див. рис. 4.2. Ці системи легко інтегруються з такими джерелами енергії як сонячні панелі, конденсаційні котли, теплові насоси, і т. ін. Завдяки підвищеній міцності панелей і трубопроводів термін експлуатації випромінювальної системи теплої підлоги досить великий.

Окрім нагрівальних трубок, в комплект системи підлогового опалення входять колектори та стояки, до яких підключаються трубки; запірні та регулювальна арматура і шафа автоматичного управління, що дозволяє автоматично підтримувати задані температурні параметри: комфортний режим (при присутності людей в будівлі) та режим зниженої температури (при довготривалій відсутності людей у приміщенні) [5].

Вихідні данні до розрахунку таблиця 4.1

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1 – Вихідні дані до розрахунку підлогового опалення

Назва приміщення	Площа приміщення $F, \text{м}^2$	Внутрішня температура $t_{\text{вн}}, ^\circ\text{C}$	Тепла підлога	Фанкойли
Перший поверх				
Тамбур	2,69	20	+	-
Хол	12,74	20	+	-
Котельня	7,73	20	-	-
Санвузол	4,37	20	+	-
Кухня	13,92	20	+	-
Вітальня	24,95	20	+	+
Спальня	13,5	20	-	+
Сходи	6,8	20	-	+
Тераса	22,8	20	-	-
Другий поверх				
Сходи	6,8	20	-	+
Хол	8,75	20	+	-
Гардероб	8,03	20	+	-
Санвузол	8	20	+	-
Спальня	17,64	20	-	+
Спальня	19,83	20	-	+
Спальня	13,49	20	-	+

Методика розрахунку підлогового опалення:

1) Визначаю теплове навантаження «теплої підлоги» для кожного приміщення, для цього від навантаження на опалення віднімаю втрати через підлогу в приміщеннях, Вт [4]

$$Q_{\text{тп}} = Q_{\text{оп}} - Q_{\text{вт.п}}, \quad (4.1)$$

де $Q_{\text{оп}}$ – теплове навантаження на систему опалення приміщення, що дорівнює розрахунковим втратам теплоти огороженнями $\Sigma Q_{\text{втр}}$, Вт;

$Q_{\text{вт.п}}$ – втрати теплоти через підлогу приміщення, Вт.

Результати зведу до таблиці 4.2

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

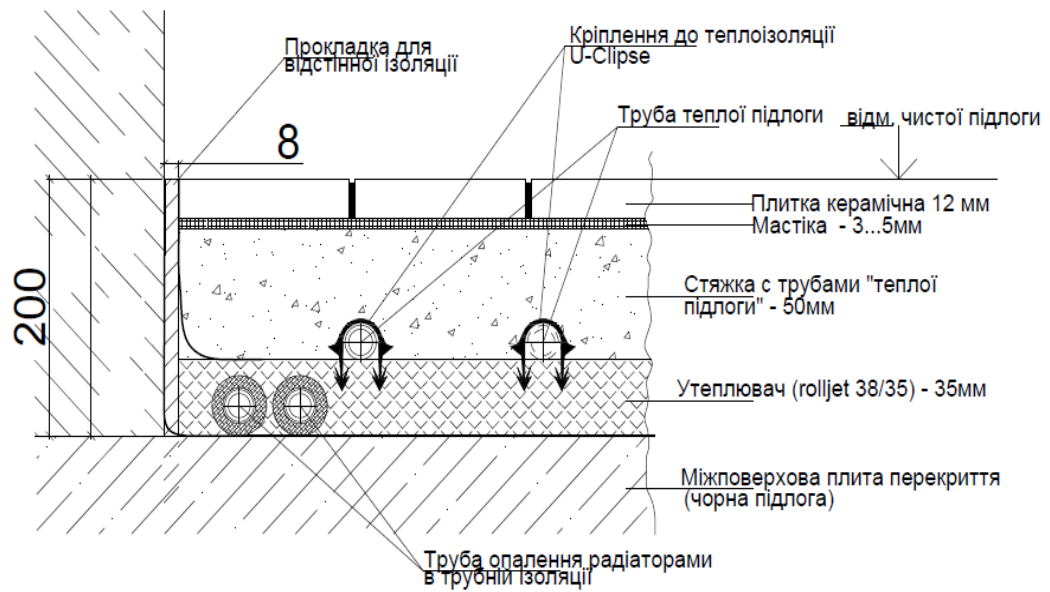


Рисунок 4.2 – Схема укладки труб «теплої підлоги»

Таблиця 4.2 – Навантаження теплої підлоги

Перший поверх		
Назва приміщення	Загальні втрати теплоти через підлогу $Q_{\text{втр.п}}$, Вт	Навантаження теплої підлоги $Q_{\text{тп}}$, Вт
Тамбур	242,35	212,58
Хол	507,85	416,76
Котельня	-	-
Санвузол	227,90	183,22
Кухня	924,22	737,77
Вігальня	1650,34	1371,01
Спальня	937,27	-
Сходи	333,05	-
Тераса	-	-
Другий поверх		
Сходи	340,54	-
Хол	336,48	336,48
Гардероб	488,84	488,84
Санвузол	409,96	409,96
Спальня	982,63	-
Спальня	1079,65	-
Спальня	804,89	-

2) Обираю матеріал і діаметр трубопроводів. Для використання в підлоговому опаленні рекомендують трубопроводи з міді або штучних матеріалів (з полібутана, поліпропілена, зшитого поліетилену), які можна застосовувати при температурі до 70 °С і тиску до 0,3 МПа.

3) Обираю крок укладки труб «теплої підлоги». Він може бути 100, 150, 200, 250, 300, 350 мм. Для санвузлів, тамбура та гардеробу крок труб приймаю 100 мм, для решти приміщень 150 мм [1].

4) Визначаю площу поверхні підлоги приміщення, що має систему опалення $F_{пл}$. Вона визначається за відстанню між крайніми трубами, включаючи стрічку шириною, що дорівнює половині кроку укладки труби (максимум 150 мм). При цьому виділяють дві зони: крайня зона площею $F_{кр}$ і зона перебування площею $F_{пр}$.

Крайньою є зона, в якій поверхня підлоги має більш високу температуру. Зазвичай така зона розташовується біля зовнішніх стін, наприклад, під великими вікнами, і має максимальну ширину 1 м. Ця зона не передбачена для довготривалого перебування людей [4].

Зоною перебування є зона усередині площі підлоги, що обігрівається, яка призначена для довготривалого перебування людей. Площа зони перебування визначається за площею поверхні підлоги, що обігрівається, з відніманням площі крайніх зон [3].

Нормами встановлені максимальні значення температур і густин теплового потоку для відповідних зон.

Так граничні криві і різниці температур (σ) подавальної і поворотної води в контурах складають:

- для зони перебування – 9 К;
- для крайньої зони – 15 К.

Максимальні температури поверхні підлоги ($t_{пл}$):

- для житлових і офісних приміщень – 29 °С;
- для ванних кімнат – 33 °С;
- для крайніх зон – 35 °С.

Максимальні значення густин теплового потоку (q_{max}):

- для зони перебування, ванних кімнат – 100 Вт/м²;
- для крайніх зон – 175 Вт/м².

5) Визначають густину теплового потоку.

Спочатку визначають розрахункову густину теплового потоку, Вт/м²

$$q_p = Q_{тп} / F_{пл}, \quad (4.2)$$

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

а потім – в крайній зоні і зоні перебування.

Розрахунок починають з крайньої зони, при цьому значення густини теплового потоку $q_{кр}$ можна брати будь-яким в межах до 170 Вт/м^2 . Наприклад, при $q_{кр} = 85 \text{ Вт/м}^2$, що приблизно відповідає величині q_p для приміщення довготермінового перебування людей (житлова кімната в будівлі, яка характеризується максимальною густиною теплового потоку і яку беруть за основу для наступних розрахунків), і кроку укладки $T_{кр} = 150 \text{ мм}$ за рис. 4.3 визначаємо розрахунковий перепад температур теплоносія $\Delta t_T = 25 \text{ К}$.

Слід зазначити, що температурний напір теплоносія визначається за формулою

$$\Delta t_T = \frac{t_{\text{под}} - t_{\text{пов}}}{\ell n \frac{t_{\text{под}} - t_{\text{в}}}{t_{\text{пов}} - t_{\text{в}}}}, \quad (4.3)$$

де $t_{\text{под}}$ і $t_{\text{пов}}$ – температура подавальної і поворотної води відповідно, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{в}}$ – температура внутрішнього повітря у приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

Надалі визначаємо густину теплового потоку, Вт/м^2 , для зони перебування

$$q_{\text{пр}} = (Q_{\text{тп}} - q_{\text{кр}} F_{\text{кр}}) / F_{\text{кр}}. \quad (4.4)$$

За рис. 4.3 для визначеної величини $q_{\text{пр}}$ і тому ж перепаду температур теплоносія $\Delta t_T = 25 \text{ К}$ визначаємо крок укладки для зони перебування $T_{\text{пр}}$.

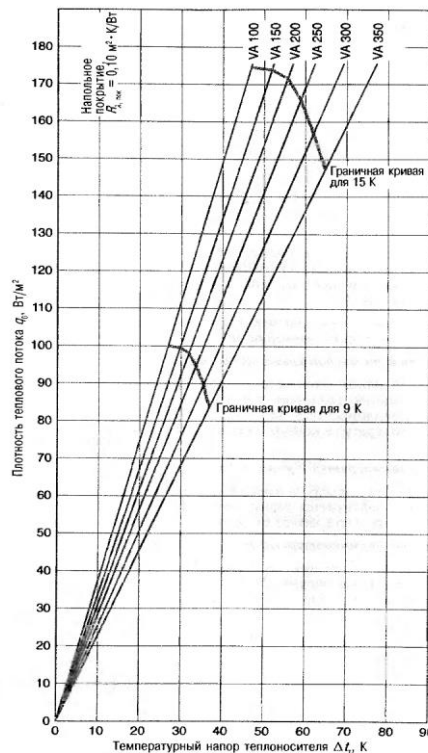


Рисунок. 4.3 - Густина теплового потоку підлогового покриття, Вт/м^2 , з термічним опором теплопровідності $R_{\lambda, \text{max}} = 0,10 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$, в залежності від температурного напору

теплоносія, К: VA – крок укладки, мм [4]

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо у приміщенні немає крайньої зони, а тільки зона перебування, то густину теплового потоку для неї беруть за розрахунковою густиною теплового потоку, тобто $q_{\text{пр}} = q_{\text{р}}$, а надалі за рисунку 4.3 при прийнятому кроку укладки визначають перепад температур теплоносія [4].

б) Визначаю теплову потужність системи підлогового опалення, Вт:

- для зони перебування

$$Q_{\text{пр}} = q_{\text{пр}} F_{\text{пр}}; \quad (4.5)$$

- для крайньої зони

$$Q_{\text{кр}} = q_{\text{кр}} F_{\text{кр}}; \quad (4.6)$$

- дійсна сумарна теплова потужність

$$Q_{\text{тп.д}} = Q_{\text{пр}} + Q_{\text{кр}}. \quad (4.7)$$

Дійсну теплову потужність порівнюють з раніше визначеною за формулою (4.1) $Q_{\text{тп}}$.

Якщо величина $Q_{\text{тп.д}}$ менша за розрахункову теплову потужність $Q_{\text{тп}}$, тоді на різницю цих потужностей необхідно передбачити додаткові нагрівальні прилади у приміщенні.

7) Визначають розрахункову температуру води в подавальній лінії і перепад температур в контурі.

Розрахункова різниця температур теплоносія

Різниця температур теплоносія, що розрахована для приміщення з максимальною густиною теплового потоку, позначається як розрахункова різниця температур теплоносія $\Delta t_{\text{т.р}}$ і є основою для наступного розрахунку перепаду температур в контурі системи і розрахункової температури води в подавальній лінії $t_{\text{п.р}}$.

Розрахунковий температурний напір в подавальній лінії $\Delta t_{\text{п.р}}$, °С:

- для $\sigma / \Delta t_{\text{т}} < 0,5$, де $\sigma = 5 \text{ К}$

$$\Delta t_{\text{п.р}} = \Delta t_{\text{т.р}} + (\sigma / 2); \quad (4.8)$$

- для $\sigma / \Delta t_{\text{т}} > 0,5$, де $\sigma = 5 \text{ К}$

$$\Delta t_{\text{п.р}} = \Delta t_{\text{т.р}} + (\sigma / 2) + (\sigma^2 / 12 \Delta t_{\text{т.р}}). \quad (4.9)$$

При цьому приміщення з максимальною густиною теплового потоку визначає розрахунковий перепад температур теплоносія $\Delta t_{\text{т.р}}$ і розрахунковий температурний напір в подавальній лінії $\Delta t_{\text{п.р}}$ для всіх під'єднаних опалювальних контурів системи підлогового опалення, які мають однакову температуру подавальної лінії.

Розрахункова температура води в подавальній лінії, °С

$$t_{\text{п.р}} = \Delta t_{\text{п.р}} + t_{\text{вн}}, \quad (4.10)$$

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $t_{вн}$ – розрахункова температура внутрішнього повітря у приміщенні, °С.

Для всіх решти приміщень, які мають однакову температуру подавальної лінії $t_{п.р}$, відповідний перепад температур в контурі σ_i для визначення масової витрати води розраховується наступним чином:

- для $\sigma_i / \Delta t_{т.і} < 0,5$

$$\sigma_i = 2(\Delta t_{п.і} - \Delta t_{т.і}); \quad (4.11)$$

- для $\sigma_i / \Delta t_{т.і} > 0,5$

$$\sigma_i = 3\Delta t_i \left[\sqrt{1 + \frac{4(\Delta t_{п.і} - \Delta t_{т.і})}{3\Delta t_{т.і}}} - 1 \right]. \quad (4.12)$$

8) Визначаю витрату теплоносія

При визначенні витрати теплоносія для приміщення або опалювального контуру необхідно враховувати густини теплових потоків для обох зон, що направлені до верху ($q_{пр}$ і $q_{кр}$), а також і тих, що направлені до низу для цих же зон ($q_{н.пр}$ і $q_{н.кр}$).

Останні густини теплових потоків, Вт/м², визначаються за формулами [3]

$$q_{н.пр} = \left(\frac{R_{вв}}{R_{вн}} + \frac{t_v - t_{в.н}}{q_{пр} R_{вв}} \right) q_{пр}; \quad (4.13)$$

$$q_{н.кр} = \left(\frac{R_{вв}}{R_{вн}} + \frac{t_v - t_{в.н}}{q_{кр} R_{вв}} \right) q_{кр}, \quad (4.14)$$

де $R_{вв}$ – термічний опір теплопередачі конструкції підлоги від розташованих в ній труб системи опалення за напрямком до верху приміщення, (м²·К)/Вт;

$R_{вн}$ – термічний опір теплопередачі конструкції підлоги від розташованих в ній труб системи опалення за напрямком до низу суміжного приміщення, (м²·К)/Вт;

$t_{в.н}$ – температура внутрішнього повітря у нижньому суміжному приміщенні, °С.

Наприклад, для однієї з конструкцій підлогового опалення, що наведена на рисунку 4.4, термічні опори $R_{вв}$ і $R_{вн}$ визначаю наступним чином [4]

$$R_{вв} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{\delta_{пк}}{\lambda_{пк}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}; \quad (4.15)$$

$$R_{вн} = \frac{\delta_{із}}{\lambda_{із}} + \frac{\delta_{пер}}{\lambda_{пер}} + \frac{\delta_{ш}}{\lambda_{ш}} + \frac{1}{\alpha_{вн}}, \quad (4.16)$$

де $\delta_{пк}$, $\delta_{ст}$, $\delta_{із}$, $\delta_{пер}$, $\delta_{ш}$ – товщини покриття, стяжки, ізоляції, перекриття, шпукатурки, відповідно, м;

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

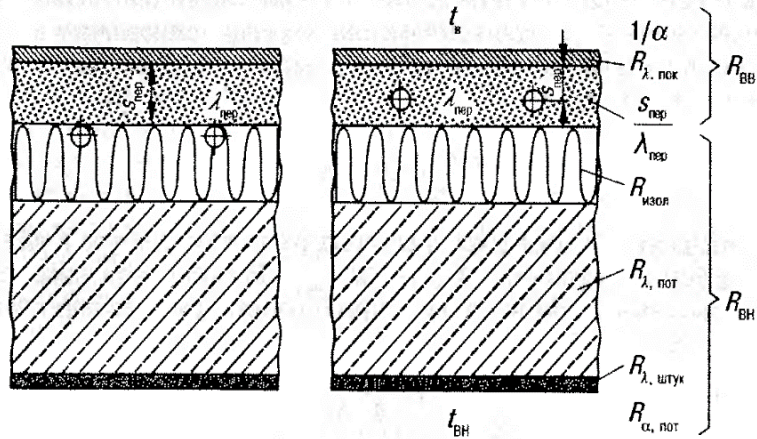


Рисунок 4.4 - Приклад конструкції підлогового опалення

$\lambda_{пк}, \lambda_{ст}, \lambda_{із}, \lambda_{пер}, \lambda_{ш}$ – теплопровідність матеріалів покриття, стяжки, ізоляції, перекриття, шпукатурки, відповідно, Вт/(м·К);

$\alpha_v, \alpha_{вн}$ – коефіцієнти тепловіддачі від поверхні підлоги до внутрішнього повітря приміщення і від поверхні перекриття до внутрішнього повітря суміжного приміщення, відповідно, Вт/(м²·К).

Загальна теплова потужність опалювального контуру, Вт

$$Q_{тп.ок} = (q_{кр} + q_{н.кр}) F_{кр} + (q_{пр} + q_{н.пр}) F_{пр}. \quad (4.17)$$

Масова витрата води в опалювальному контурі, кг/год

$$m = \frac{Q_{тп.ок}}{c_v \sigma} 3600, \quad (4.18)$$

де c_v – теплоємність води, яку беру 4187 Дж/(кг·К).

9) Визначаю довжину трубопроводів опалювального контуру ($L_{ок}$, м) як суму довжин зони перебування ($L_{пр}$, м) та крайньої зони ($L_{кр}$, м), тобто

$$L_{ок} = L_{пр} + L_{кр}. \quad (4.19)$$

Довжини зони перебування/крайньої зони, м, визначаються за співвідношенням

$$L_{пр/кр} = L_{о.пр/кр} F_{пр/кр}, \quad (4.20)$$

де $L_{о.пр/кр}$ – питомі довжини зони перебування/крайньої зони, м/м².

$$L_{о.пр/кр} = 1/T_{пр/кр}. \quad (4.21)$$

10) Визначаю втрати тиску в опалювальному контурі, $\Delta P_{ок}$, кПа, у залежності від витрати теплоносія та довжини трубопроводів – див рис. 4.5. Загалом максимальні втрати тиску в одному контурі не повинні перевищувати 30 кПа. Оскільки втрати тиску на одну петлю у приміщеннях першого поверху №5 вітальні та №2 холі перевищують 30кПа, розбиваю ці приміщення на 2 контури теплої підлоги.

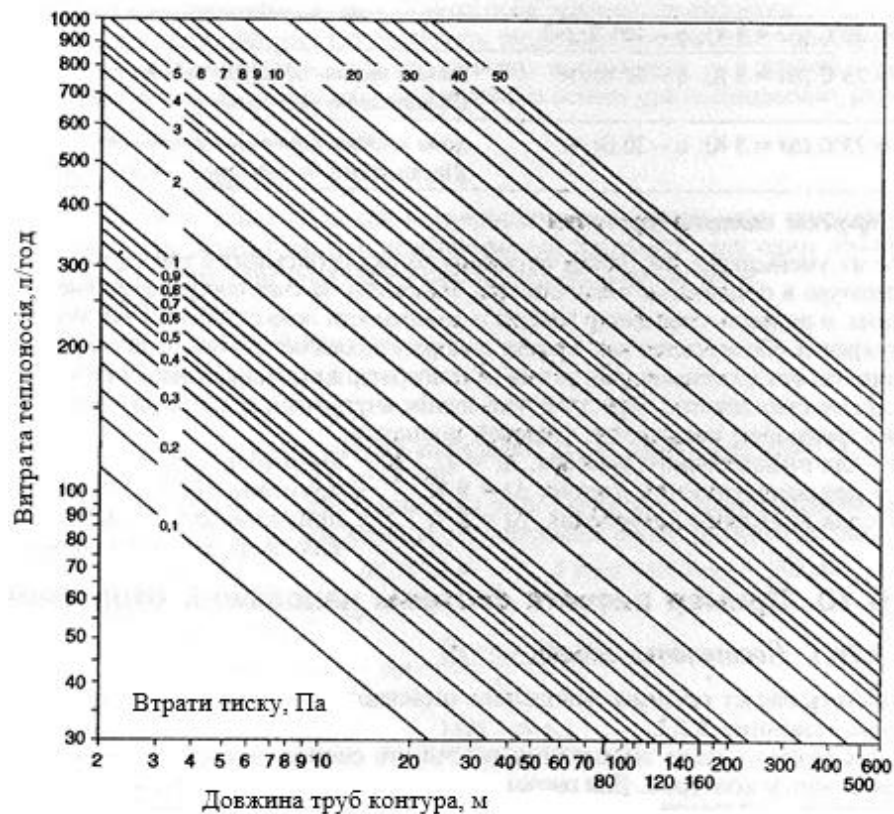


Рисунок 4.5 - Втрати тиску в системі підлогового опалення [14]

Відповідно до наведеної вище методики усі розрахунки системи «теплої підлоги» були виконані на ЕОМ в программі Ексель, результати розрахунків наведені в табл. 4.3, 4.4.

Таблиця 4.3 – Підсумкові результати теплового та гідравлічного розрахунку трубопроводів підлогового опалення для першого поверху

Назва приміщення	Теплова потужність кожного опалювального контуру $Q_{тп.ок}$, Вт	Довжина трубопроводів опалювальних контурів $L_{ко}$, м	Перепад температур теплоносія в контурі σ_i , К	Втрати тиску $\Delta P_{ок}$, кПа	Крок укладки труб T_{np} , м
Тамбур	203,65	21,5	5	0,1	0,1
Хол	761,44	35	5	4	0,15
Котельня	-	-	-	-	-
Санвузол	337,05	33	5	4,5	0,1
Кухня	974,34	78	5	6	0,15
Вігальня	1687,01	212	5	27	0,15
Спальня	-	-	-	-	-
Сходи	-	-	-	-	-
Тераса	-	-	-	-	-

Таблиця 4.4 - Підсумкові результати теплового та гідравлічного розрахунку трубопроводів підлогового опалення для другого поверху

Назва приміщень	Теплова потужність кожного опалювального контуру $Q_{тп.ок}$, Вт	Довжина трубопроводів опалювальних контурів $L_{ко}$, м. п.	Перепад температур теплоносія в контурі σ_i , К	Втрати тиску $\Delta P_{ок}$ кПа	Крок укладки труб $T_{пр}$, м
Сходи	-	-	-	-	-
Хол	522,97	75	5	1,75	0,15
Гардероб	597,13	27	5	1,7	0,1
Санвузол	544,11	85	5	1,7	0,1
Спальня	-	-	-	-	-
Спальня	-	-	-	-	-
Спальня	-	-	-	-	-

На рис. 4.6 та 4.7 наведені конструктивні схеми підлогового опалення для першого та другого поверхів, а на рис. 4.8 – розподільчий колектор системи «тепла підлога».

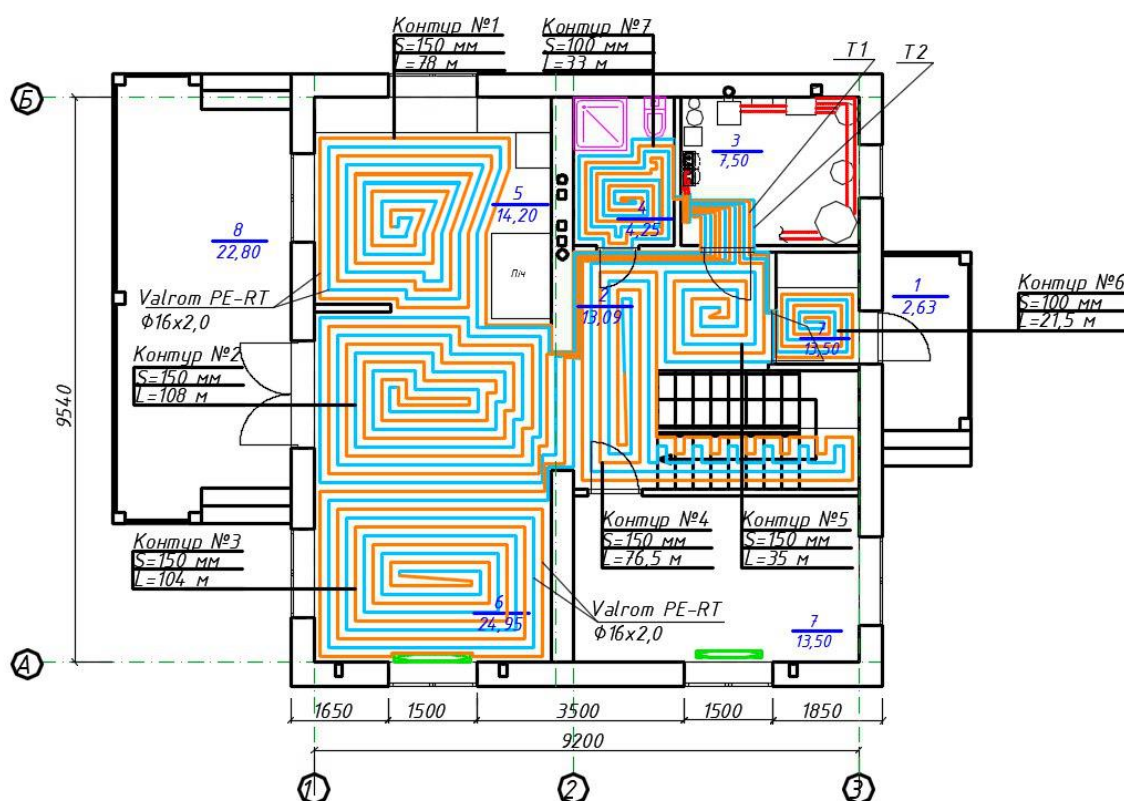


Рисунок 4.6 - Схема підлогового опалення для першого поверху

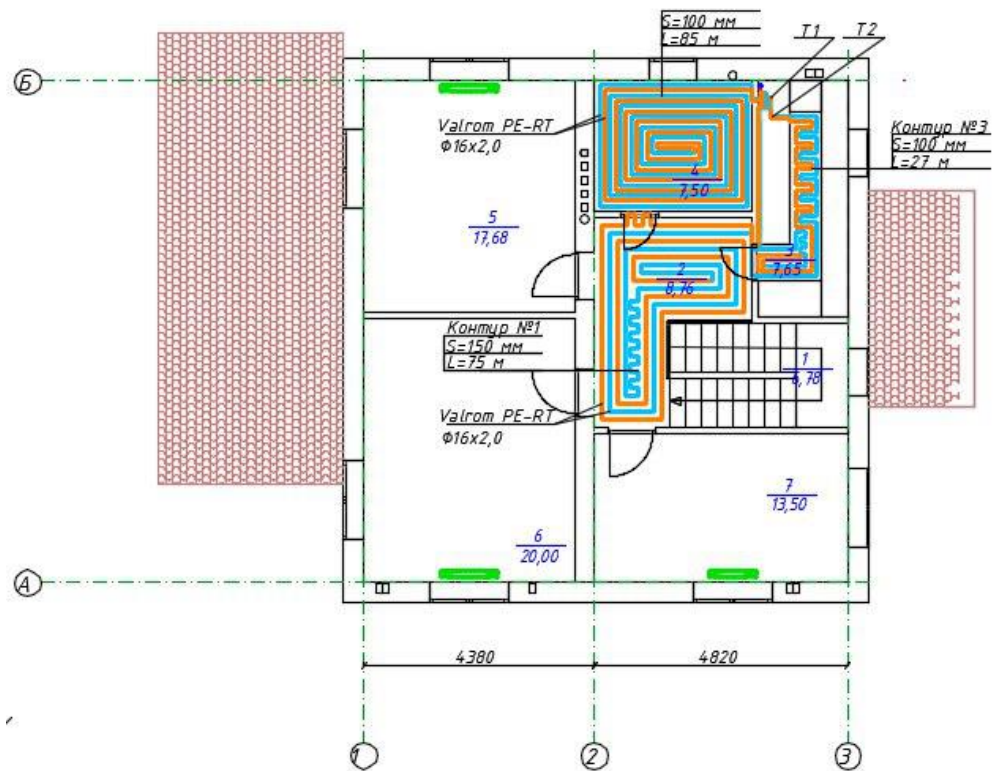


Рисунок 4.7 – Схема підлогового опалення для другого поверху



Рисунок 4.8 – Зовнішній вигляд розподільного колектора системи «тепла підлога»

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Розрахунок розширювального баку системи опалення

В закритій системі опалення використовують мембранний розширювальний бак. Він являє собою балон шароподібної або овальної форми, що поділений усередині герметичною мембраною на дві частини (повітряну та рідинну) – див. рисунок 4.10.

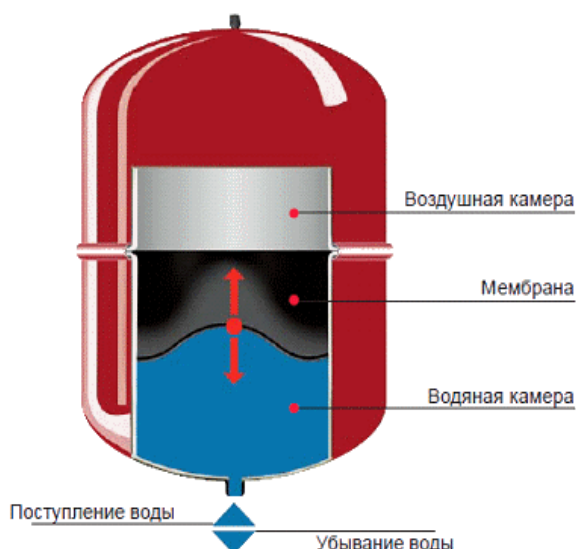


Рисунок 4.10 - Закритий розширювальний бак [5]

У повітряній частині баку знаходиться клапан, через який при суттєвому збільшенні тиску видаляється повітря, а вода при цьому займає внутрішній об'єм баку. При підвищенні тиску води мембрана прогинається, видаляючи повітря з бачка. Коли водяний тиск зменшується, то мембрана повертається до початкового стану, і повітря через клапан надходить в бачок. Таким чином, вода також має можливість розширюватися (за аналогією з відкритою системою), але безпосередньо не контактує з повітрям. Бак закритого типу може встановлюватися у будь-якому місці опалювальної системи (як правило, поряд з теплогенератором на поворотному трубопроводі – див. рис. 4.11). Але такі баки не можна використовувати в системах опалення з природною циркуляцією [4].

Необхідний об'єм мембранного розширювального бака, л, визначається за формулою [4]

$$V_6 = (V_p + V_3) P_{\text{кін.абс}} / (P_{\text{кін}} - P_0), \quad (4.22)$$

де V_p – збільшення об'єма води в системі опалення при нагріванні, л;

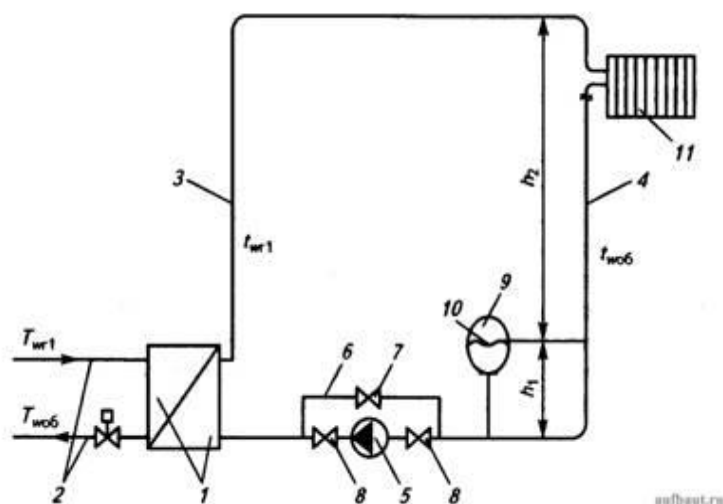
V_3 – об'єм теплоносія, який початково надходить в розширювальний бак за рахунок статичного тиску системи опалення, або іншими словами, водяний затвор, л;

$P_{\text{кін.абс}}$ – кінцевий абсолютний тиск, бар;

$P_{\text{кін}}$ – кінцевий надлишковий тиск, бар;

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

P_0 – попередній надлишковий тиск в розширювальному баку, бар.



1- тепловий насос; 2 – трубопроводи системи теплопостачання; 3, 4 – подавальний та поворотний трубопроводи СО відповідно; 5 – циркуляційний насос; 6 – байпасний трубопровід; 7, 8 – запірні вентиля; 9 – герметичний розширювальний бак; 10 – мембрана; 11 – нагрівальний прилад

Рисунок. 4.11 – Схема встановлення герметичного розширювального бака в системі опалення

Збільшення об'єма води в системі опалення, л

$$V_p = V_{\text{сист}} k / 100 \quad (4.23)$$

де $V_{\text{сист}}$ – загальний об'єм води в системі опалення, л;

k – коефіцієнт розширення теплоносія, % (табл. 4.7).

Таблиця 4.7 - Зміна об'єма води при нагріванні

$t, ^\circ\text{C}$	40	50	60	70	80	90	100
$k, \%$	0,75	1,18	1,68	2,25	2,89	3,58	4,43

Величину водяного затвору V_z для мембранних розширювальних баків номінальним об'ємом більше як 15 л беруть від 0,5 до 1 % об'єма води в системі опалення $V_{\text{сист}}$, але не менше ніж 3 л.

Кінцевий тиск в газовій камері бака $P_{\text{кін}}$ обумовлений надходженням надлишкового об'єма води унаслідок її температурного розширення. Оскільки цей тиск розповсюджується на всю систему опалення, то він не повинен перевищувати тиску спрацювання запобіжного клапана. При цьому величина кінцевого тиску повинна бути нижчою за тиск спрацювання запобіжного клапана на 0,5 бар. Максимальний кінцевий

тиск залежить від попереднього тиску в розширювальному баку і може складати 3, 4, 6, 8, 10, 25 бар і т.ін. [14]

Попередній надлишковий тиск в розширювальному баку P_0 визначається на основі статичного тиску в системі опалення, включаючи тиск пари P_p . Статичний тиск системи визначається за її висотою [12].

При температурах до 100 °С тиск пари не враховується, але за умов безпеки його беруть 0,2 бар, тому попередній тиск визначається наступним чином:

- при $h = 6$ м величина $P_0 = (0,6 + 0,2)$ бар;

Попередній тиск зазвичай відповідає тиску газу в мембранному баку при його поставці і може складати 1; 1,5; 2; 4 бар і т.ін.

Дійсний об'єм мембранного розширювального бака $V_{б.д.}$, л, визначається за каталогами фірм Reflex (Германія), Aquasystem, Zilmet, Varem, Elbi, CIMM (Італія) і інші, де окрім нього також вказуються кінцевий $P_{кін}$ і попередній P_0 тиски, бар.

Різниця між кінцевим і попереднім тисками складає тиск наповнення системи, який утворюється в розширювальному баку за рахунок надходження до нього перед нагрівом системи так званого водяного затвора $V_з$.

Відповідно до вищезазначеної методики виконаємо розрахунок та виберемо розширювальний мембранний бак для системи теплопостачання:

1) За висотою системи опалення визначаємо попередній надлишковий тиск в розширювальному баку

$$P_0 = (0,6 + 0,2) = 0,8 \text{ бар.}$$

2) Кінцевий надлишковий тиск беремо на 0,5 бар менше ніж тиск запобіжного клапана, тобто

$$P_{кін} = 6 - 0,5 = 5,5 \text{ бар.}$$

3) Знаючи діаметр і довжину трубопроводів системи ($V_{труб}$), а також місткість буферної ємності для теплового насоса ($V_{буф}$), та об'єму конденсатора теплового насоса ($V_{тн}$) розрахуємо дійсний об'єм системи [13]

$$V_{сист} = V_{труб} + V_{буф} + V_{тн}; \quad (4.24)$$

$$V_{сист} = 0,014 \cdot 364,72 + 200 + 5 = 210 \text{ л}$$

4) За табл. 4.7 при температурі води в подавальному трубопроводі 45°С визначаємо коефіцієнт розширення теплоносія шляхом інтерполяції значень між температурами 40 і 50 °С ($\kappa = 0,96 \%$) і за формулою (4.23) обчислюємо збільшення об'єму води в системі опалення

$$V_p = 210 \cdot 0,96 / 100 = 2,016 \text{ л.}$$

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5) Водяний затвор для бака V_3 беремо 1 % від величини $V_{\text{сист}}$, тобто

$$V_3 = 210 / 100 = 2,1 \text{ л.}$$

6) За формулою (4.22) визначаємо номінальний об'єм розширювального бака

$$V_6 = (2,016 + 2,1) (2,1 + 1,0) / (2,1 - 0,8) = 9,81 \text{ л.}$$

7) За каталогами фірми Zilmet [14] обираємо мембранний розширювальний бак об'ємом 12 л з кінцевим тиском 3 бар.

4.4 Вибір обладнання системи повітряного опалення

4.4.1 Фанкойли

Фанкойли (див. рис. 4.12) встановлюються у деяких приміщеннях на стінах на першому та другому поверхах, а саме: кухні, кабінеті, спальні, та ще двох гостьових спальнях.



Рисунок 4.12 – Зовнішній вигляд фанкойла

Першочерговою задачею фанкойлів є охолодження внутрішнього повітря в теплий період року, але при недостатній кількості теплоти від водяної теплої підлоги, фанкойли можуть бути використані як додатковий обігрів приміщень. Їх вибір буде наведений в розділі 5.

4.4.2 Вибір насосів

4.4.2.1 Вибір циркуляційного насоса системи опалення

У приватному будинку необхідно створювати власну автономну систему опалення. При використанні замкнутої водяної системи рух теплоносія може здійснюватись природним шляхом, завдяки різниці густин охолодженої і гарячої води, які залежать від відповідних температур. Але така система з природною циркуляцією не економічна. Для підвищення ефективності систем теплопостачання у замкнутий контур теплогенератора та трубопроводів монтують циркуляційний насос, який виконує функцію перекачування теплоносія по системі [6].

Визначимо об'ємну витрату циркуляційних насосів.

В магістерській дисертації прийнято рішення про роздільну подачу тепло- і холодоносія на кожний поверх. У будинку два поверхи з системами тепло- та

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодопостачання, тому для кожного поверху передбачається по два циркуляційних насоса.

Для прикладу розрахуємо циркуляційний насос для системи тепlopостачання 1-го поверху, а результати інших розрахунків наведемо в табл. 4.8.

Визначимо витрату теплоносія на опалення 1-го поверху, м³/год

$$G_o^H = \frac{Q_o \cdot 3600}{(t_{\text{прям}}^P - t_{\text{звор}}^P) \cdot c \cdot \rho} \quad (4.25)$$

де Q_o - загальне максимальне теплове навантаження на систему опалення, кВт;

$t_{\text{прям}}^P$ - температура води у подавальному трубопроводі системи опалення, °С;

$t_{\text{звор}}^P$ °С - температура води у зворотному трубопроводі системи опалення, °С;

c – теплоємність води, кДж/(кг·К);

ρ - густина води, кг/м³.

За результатами попередніх розрахунків:

$Q_o = 5,72$ кВт; $Q_1 = 4,14$ кВт; $Q_2 = 1,58$ кВт;

$t_{\text{звор}}^P = 45$ °С;

$t_{\text{звор}}^P = 40$ °С.

Густину води визначаю при середній температурі теплоносія 42,5 °С, яка дорівнює 990,2 кг / м³.

Теплоємність води беру 4,174 кДж/(кг·К).

Тоді витрата теплоносія в контурі і подача насосів системи опалення

$$G_o^H = \frac{5,72 \cdot 3600}{(45 - 40) \cdot 4,174 \cdot 995,7} = 0,99 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,275 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

$$G_1^H = \frac{4,14 \cdot 3600}{(45 - 40) \cdot 4,174 \cdot 995,7} = 0,717 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,2 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

$$G_2^H = \frac{1,58 \cdot 3600}{(45 - 40) \cdot 4,174 \cdot 995,7} = 0,274 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,08 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Втрати тиску для 1-го поверху розраховуються за наступною методикою [4].

Головним завданням гідравлічного розрахунку є визначення діаметрів трубопроводів при заданому тепловому навантаженні (витраті теплоносія), а також втрат тиску в різних ділянках.

Спочатку з рівняння суцільності визначаю внутрішній діаметр трубопроводу, м

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{m_e}{\rho_B \omega_B}} \quad (4.26)$$

де m_e - масова витрата води, кг/с;

ω_B - швидкість води у трубопроводі, м/с [4].

Швидкістю води задаються в межах 0,5 – 1,5 м/с (беру 0,75 м/с), тоді

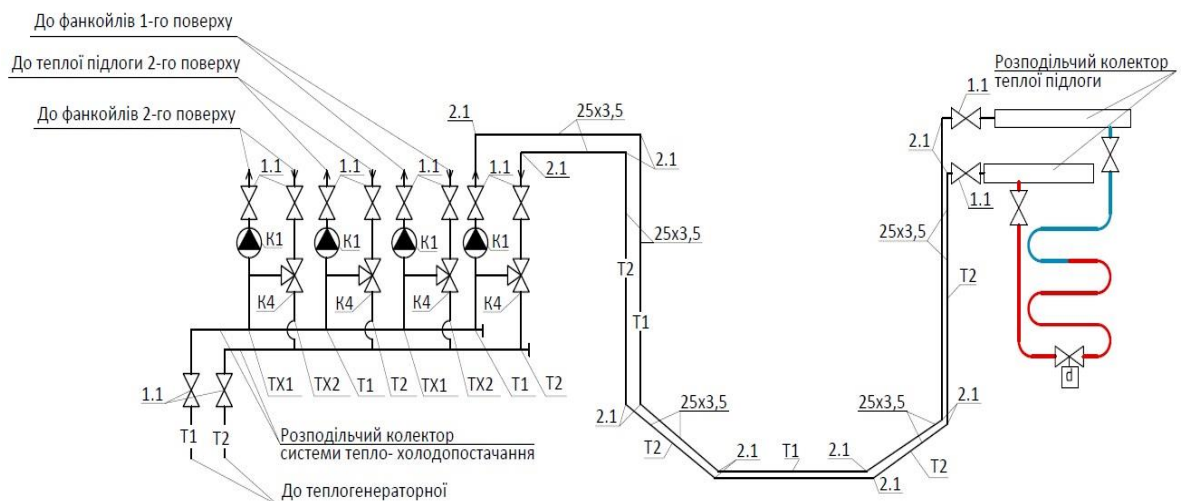
$$d = 1,13 \sqrt{\frac{0,13}{995,7 \cdot 0,75}} = 0,015 \text{ м} = 15 \text{ мм}$$

За отриманим значенням діаметра обирається стандартний внутрішній діаметр трубопровода $d_{ст}$, що дорівнює 0,0166 м, після чого з рівняння суцільності уточнюється дійсна швидкість води, м/с [3]

$$\omega_B^л = 4m_e / \rho_e \pi d_{ст}^2; \quad (4.27)$$

$$\omega_B^л = 4 \cdot 0,13 / 995,7 \cdot 3,14 \cdot 0,0166^2 = 0,6 \text{ м/с} .$$

Для визначення втрат тиску складаю гідравлічну схему трубопроводів (див. рис. 4.13) [6]



K1 – циркуляційний насос системи тепло- і холодопостачання; K4 – триходовий змішувальний клапан; 1.1 – запірний кран; 2.1 – поворот трубопровода 90°С;
T1 – подавальний трубопровід системи опалення; T2 – зворотний трубопровід системи опалення; TX1 – подавальний трубопровід системи холодопостачання; TX2 – зворотний трубопровід системи холодопостачання.

Рисунок 4.13 – Гідравлічна схема трубопроводів опалювального контура першого поверху

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Надалі розраховують втрати тиску в трубопроводі на тертя та місцеві опори, Па, за формулою [4]

$$\Delta P = R \ell + Z \quad (4.28)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя, Па/м;

ℓ – довжина трубопроводу, м;

Z – втрати тиску на місцеві опори, Па.

Питомі втрати тиску на тертя обчислюють за формулою [4]

$$R = n \lambda \frac{\rho \omega^2}{2} \frac{1}{d_{\text{вн}}}, \quad (4.29)$$

де n – коефіцієнт шорсткості трубопроводу, для ППР дорівнює одиниці

λ – коефіцієнт опору тертя;

ω – швидкість руху води, м/с;

$d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр трубопроводу, м

Коефіцієнт опору тертя при числі Рейнольдса $Re > 2300$ визначають за формулою Альтшуля [3]

$$\lambda = 0,11 \left[\frac{K_{\text{екв}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{68}{Re} \right]^{0.25}, \quad (4.30)$$

де $K_{\text{екв}}$ – абсолютна еквівалентна шорсткість стінок трубопроводів, м, беру 0,015 м.

Re – число Рейнольдса.

$$Re = \frac{\omega d_{\text{вн}}}{\nu}, \quad (4.31)$$

де ν – кінематична в'язкість води, м²/с, визначається за довідковими таблицями в залежності від температури і дорівнює $0,919 \cdot 10^{-6}$ м²/с (для $t_{\text{в}}^{\text{сер}} = 42,5^{\circ}\text{C}$)

$$Re = \frac{0,6 \cdot 0,016}{0,919 \cdot 10^{-6}} = 10446 ;$$

$$\lambda = 0,11 \left[\frac{0,015}{0,0166} + \frac{68}{10446} \right]^{0.25} = 0,011 ;$$

$$R = 1 \cdot 0,011 \frac{995,7 \cdot 0,6^2}{2} \frac{1}{0,0166} = 118,76 \text{ Па/м} .$$

Втрати тиску на місцеві опори визначають за формулою [3]

$$Z = \sum \xi \frac{\rho \omega^2}{2}, \quad (4.32)$$

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\Sigma \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів (визначаємо за рисунком 4.13).

$$Z = 20 \cdot \frac{995,7 \cdot 0,6^2}{2} = 3584,5 \text{ Па}.$$

Тоді за формулою (4.28) розрахуємо сумарний опір магістральної ділянки трубопроводу для теплопостачання 1-го поверху при довжині магістралі 15 м.

$$\Delta P = 118,76 \cdot 5 + 3584,5 = 4178,3 \text{ Па}.$$

Розрахуємо повну втрату тиску трубопроводів теплопостачання 1-го поверху.

$$\Delta P_{\text{повн}} = \Delta P + \Delta P_{\text{петлі}}, \quad (4.32)$$

де $\Delta P_{\text{петлі}}$ – втрати тиску найдовшої та найвіддаленішої петлі системи теплої підлоги, Па (за розрахунком дорівнює 12000 Па)

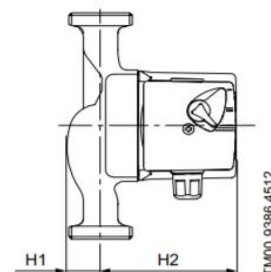
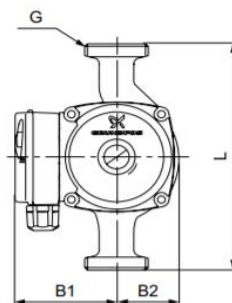
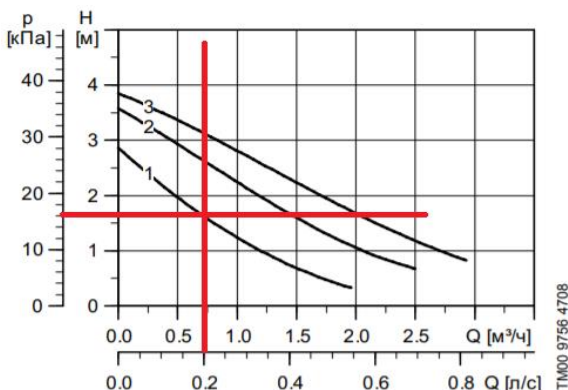
$$\Delta P_{\text{повн}} = 4178,3 + 12000 = 16178,3 \text{ Па}.$$

Надалі практичні розрахунки трубопроводів виконані на ЕОМ в програмі Ексель, результати розрахунків наведені в табл. 4.6.

Відповідно до розрахункової об'ємної витрати, що дорівнює $0,717 \text{ м}^3/\text{год}$ або $0,2 \text{ л/с}$ та втрат тиску у системі теплопостачання 1-го поверху, що дорівнюють 16178 Па, обираємо циркуляційний насос Grundfos UPS 25-40 180 / UPS 25-40 130 (див. рис.4.14).

UPS 25-40 180 / UPS 25-40 130

Монтажная длина: 180 мм или 130 мм



Электрические данные

Скорость	P1 [Вт]	I _{н/л} [А]
1	25	0.12
2	35	0.16
3	45	0.20

Технические данные

Напряжение питания: 1 x 230 В, 50 Гц
Температура перекачиваемой жидкости: от +2 до +110 °С (TF 110)
Давление в системе: Макс. 10 бар

Размеры [мм]	L	B1	B2	H1	H2	D1	D2	G [дюйм]
UPS 25-40 180	180	75	47	32	102	-	-	1 1/2"
UPS 25-40 130	130	75	47	32	102	-	-	1 1/2"

Рисунок 4.14 – Циркуляційний насос Grundfos UPS 25-40 180 / UPS 25-40 130

4.4.2.2 Циркуляційний насос системи гарячого водопостачання

Для комфортного споживання гарячої води у житловому будинку облаштовують систему циркуляції. Циркуляційний насос повинен забезпечувати десятивідсоткову витрату води на потреби ГВП.

Витрата циркуляційної води системи ГВП [3]

$$G_p = \frac{0,1 \cdot G_c \cdot 3600}{\rho},$$

(4.33)

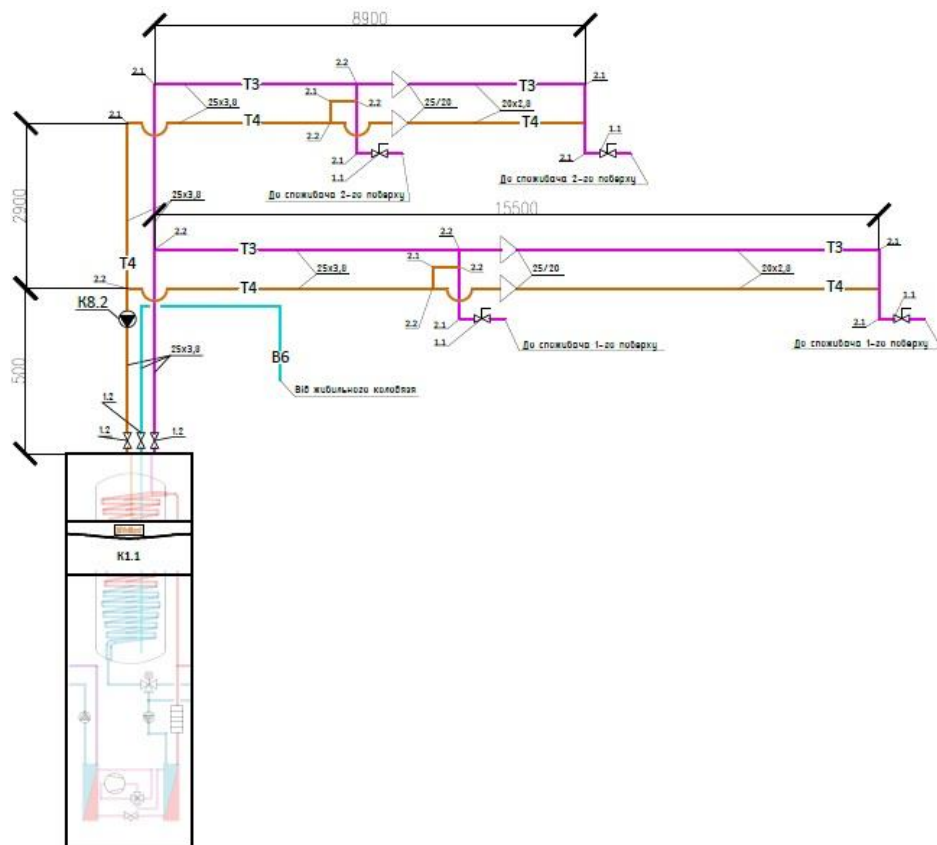
де $G_c = 0,6944 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ - секундна витрата води в системі ГВП (див. розділ 6);

ρ - густина води (беру 1000 кг/м^3).

Тоді витрата циркуляційної води

$$G_p = \frac{0,1 \cdot 0,6944 \cdot 3600}{1000} = 0,25 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Для визначення втрат тиску в системі складаю гідравлічну схему системи ГВП (див. рис. 4.15).



K1.1 – тепловий насос з вбудованим бойлером ГВП; K8.2 – насос циркуляції ГВП;
1.1, 1.2 – запірний кран; 2.1 – поворот трубопровода 90°С; 2.2 – відшалуження системи;
ТЗ – подача гарячої води до споживача; Т4 – циркуляційний трубопровід системи ГВП;

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 4.15 – Гідравлічна схема трубопроводів системи ГВП будинку

Гідравлічний опір системи ГВП [3]

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = \Delta p_{\text{тр}}, \quad (4.34)$$

де $\Delta p_{\text{тр}}$ - втрати тиску в трубопроводах системи гарячого водопостачання, Па (розраховуємо за методикою, наведеною для трубопроводів системи опалення).

Втрати тиску на місцеві опори – див. формулу (4.32)

$$Z = 20 \cdot \frac{995,7 \cdot 0,3^2}{2} = 896 \text{ Па}.$$

Визначимо питомі втрати тиску для двох ділянок трубопроводів системи ГВП з різними діаметрами згідно з формулою (4.29)

$$R_{d=0,0166} = 1 \cdot 0,011 \frac{995,7 \cdot 0,3^2}{2} \frac{1}{0,0166} = 30 \text{ Па/м};$$

$$R_{d=0,0144} = 1 \cdot 0,011 \frac{995,7 \cdot 0,5^2}{2} \frac{1}{0,0144} = 95 \text{ Па/м}.$$

Тоді за формулою (4.28) розрахуємо сумарний опір трубопроводу для найдовшої ділянки системи ГВП будинку (див рисунок 4.15).

$$\Delta P = (30 \cdot 6) + (95 \cdot 9,5) + 14338 = 1979 \text{ Па},$$

тобто гідравлічний опір системи ГВП складе

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = 2 \text{ кПа, або } 0,2 \text{ м.вод.ст.}$$

За величинами $G_p = 0,25 \text{ м}^3/\text{год}$ та напором 0,2 м.вод.ст вибираємо циркуляційний насос Grundfos UP 15-6з частотним керуванням електродвигуна, номінальною потужністю (див. рис. 4.16), а характеристики насоса наведені в табл. 4.8.

Таблиця 4.8 – Підсумкові результати гідравлічних розрахунків трубопроводів тепло- і холодопостачання та ГВП, марки обраних насосів

Вид постачання	Поверх	Втрати тиску, Па	Об'ємна витрата, м ³ /год	Виробник та модель насоса
Опалення	1	16178	0,717	Grundfos UPS 25/4 130
Опалення	2	15376	0,274	Grundfos UPS 25/4 130
Охолодження	1	44 232	1,85	Grundfos UPS 25-6-180
Охолодження	2	52 147	3	Grundfos UPS 25-6-180
ГВП	1 та 2	2374	0,25	Насос рециркуляційний Grundfos UP 15-6

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.5 Висновки з розділу 4

1 В даному розділі були розраховані: система променевого опалення «тепла підлога», об'єм мембранного розширювального бака та потужність циркуляційних насосів.

2 Відповідно до результатів розрахунку для підлогового опалення були обрані поліетиленові труби діаметром 20/16 мм. Загальна довжина трубопроводів підлогового опалення склала 643 погонних метри. Система розділена на два колекторних вузла по 7 та 3 виходи для першого та другого поверхів відповідно. Більшість приміщень укладені «теплою підлогою» з кроком 150 мм, та у деяких крок відрізняється та складає 100 мм.

3 Для забезпечення циркуляції тепло- і холодоносія та гарячої води були вибрані циркуляційні насоси фірм Wilo та Grundfoss з частотним регулюванням обертів.

4 Розрахувавши об'єм системи, врахувавши коефіцієнт розширення при нагріванні теплоносія та висоту системи був підібраний мембранний розширювальний бак італійської компанії Zilmet об'ємом 12 л.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ І КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

5.1 Опис схеми системи вентиляції

Для житлового будинку передбачена припливно-витяжна система вентиляції з рекуперацією теплоти.

Схема системи наведена на рис. 5.1.

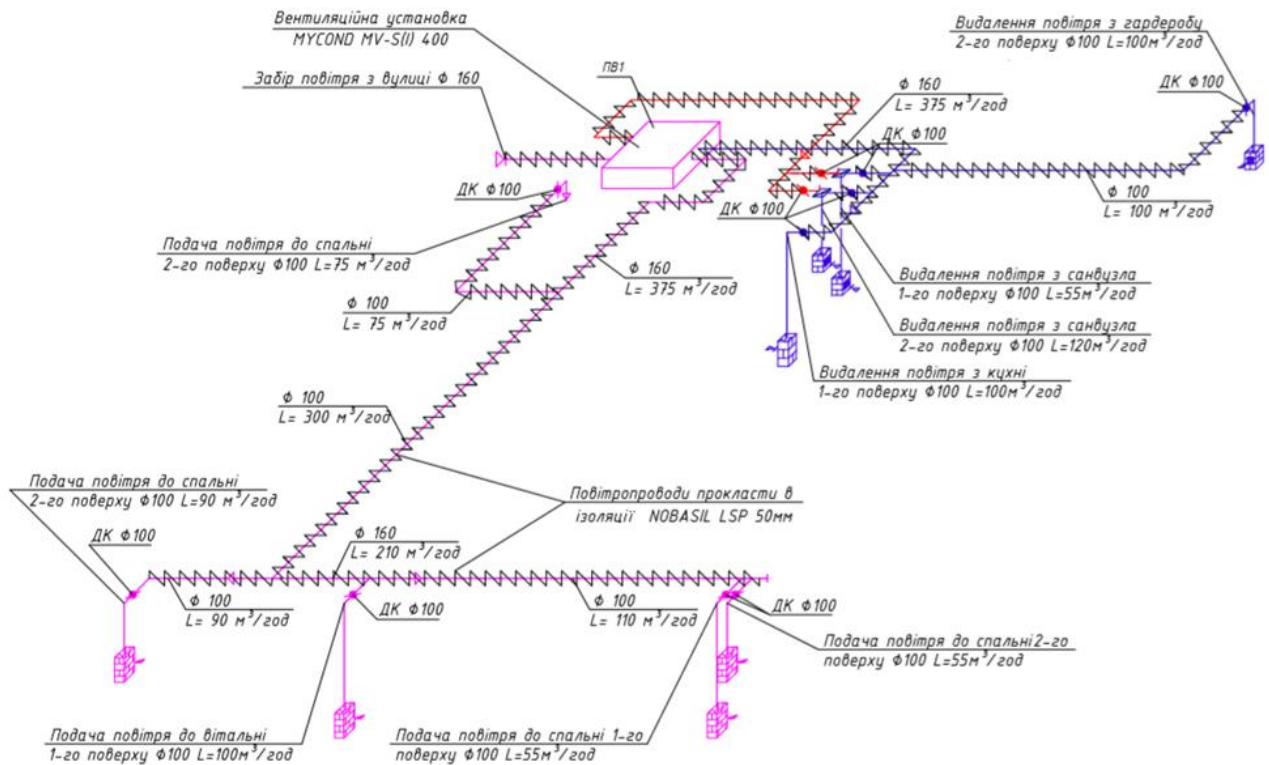


Рисунок 5.1 – Схема системи вентиляції

Зовнішнє повітря забирається через вентиляційний канал, який розташований на даху, і надходить на припливно-витяжну установку. В припливній установці розташований повітряний фільтр, рекуператор теплоти вентиляційних викидів, електрокалорифер, вентилятор. В холодний період року нагріте спочатку в рекуператорі, а потім в електрокалорифері повітря розподіляється через припливні канали (розташовані в стінах будинку) до приміщень спалень першого і другого поверхів та вітальні. Надходження свіжого повітря до приміщень кухні, санвузлів і гардеробу, де встановлені канали витяжної вентиляції, здійснюється в результаті його перетоку зі спалень та вітальні.

Видалення повітря з кухні, санвузлів і гардеробу здійснюється через канали, які розташовані в стінах будинку. Повітря, що видаляється, надходить на рекуператор, де нагріває припливне повітря, і викидається в довкілля.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Розрахунки повітрообміну приміщень

Повітрообмін для приміщень житлового будинку визначений за кратністю повітрообміну.

Кратність повітрообміну (m) – це відношення об'ємної витрати повітря, що подається до приміщення чи видаляється з нього до внутрішнього об'єму приміщення, тобто

$$m = V_{\text{пов}} / V_{\text{вн}}, \quad (5.1)$$

де $V_{\text{пов}}$ – об'ємна витрата повітря, що подається до приміщення чи видаляється з нього, м³/год;

$V_{\text{вн}}$ – внутрішній об'єм приміщення, м³.

Іншими словами, кратність повітрообміну показує скільки разів за одну годину замінюється повітря у приміщенні.

Зазвичай величину m задають в залежності від призначення приміщення, а внутрішній об'єм самого приміщення є відомою величиною. Тоді об'ємна витрата повітря, м³/год:

$$V_{\text{пов}} = m V_{\text{вн}}, \quad (5.2)$$

Кратність повітрообміну для житлових приміщень може складати 0,5 – 1,0 1/год.

Беремо $m = 0,7$ 1/год, але для забезпечення надходження повітря до приміщень, в які примусово припливне повітря не подається, цю величину подвоюємо, тобто для припливної установки беремо $m = 1,4$ 1/год.

Результати розрахунків повітрообміну наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати розрахунків повітрообміну

Найменування приміщення	Площа підлоги, м ²	Внутрішній об'єм $V_{\text{вн}}$, м ³	Витрата повітря $V_{\text{пов}}$, м ³ /год
Спальня 1 поверху	13,5	40,5	55
Спальня 2 поверху	13,5	40,5	55
Вігальня 1 поверху	24,95	75	100
Спальня 2 поверху	17,68	53	75
Спальня 2 поверху	20,0	60	90
Загальна витрата припливного повітря			375

Така сама витрата повітря буде видалятися з приміщень кухні, санвузлів і гардеробу. Розподілимо цю витрату пропорційно площам підлоги вказаних приміщень, результати розрахунків наведені в таблиці 5.2

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2 – Результати розрахунків витрати витяжного повітря

Найменування приміщення	Площа підлоги, м ²	Витрата витяжного повітря, м ³ /год
Санвузол 1 поверху	4,25	55
Гардероб	13,09	100
Санвузол 2 поверху	7,50	120
Кухня	14,20	100
Загальна витрата витяжного повітря		375

Для остаточного вибору припливно-витяжної установки та вибору вентилятора необхідно визначити втрати тиску в мережі повітропроводів.

5.3 Аеродинамічний розрахунок повітропроводів системи вентиляції

На схемі, яка зображена на рис. 5.1, нумерую ділянки, вибираю магістраль і відгалуження, визначаю діаметри повітропроводів і втрати тиску в магістралі.

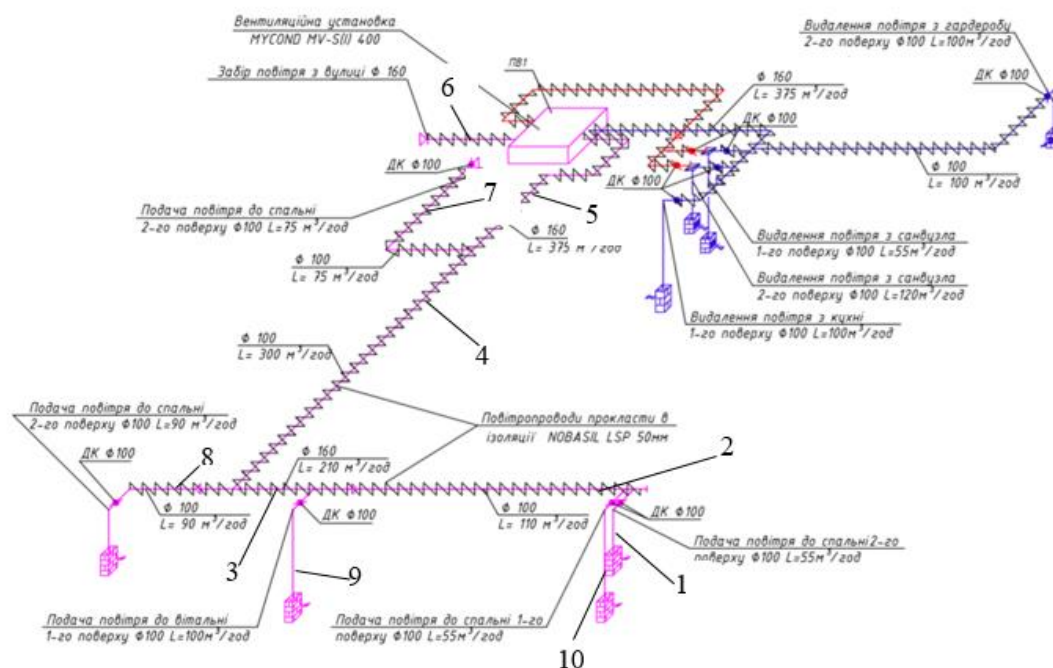


Рисунок 5.2 – Схема повітропроводів системи припливної вентиляції

Приточно-витяжну установку обираю за об'ємною витратою повітря та повним тиском Па, що визначаю за опором мережі повітропроводів за формулою

$$\Delta P_m = \Sigma(R \cdot l + Z), \quad (5.3)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя на розрахованій ділянці мережі, Па/м;

l – довжина ділянки повітропроводу, м;

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Z – втрати тиску на місцеві опори на розрахунковій ділянці, Па.

Схема повітропроводів системи припливної вентиляції наведена на рис.5.2.

Згідно з методикою на схемі позначаю ділянки, обираю магістраль, для якої розраховую втрати тиску на тертя та місцеві опори.

Питомі втрати тиску на тертя для сталевих повітропроводів визначаю за формулою

$$R = \lambda \cdot \frac{\rho_{\text{пв}} \cdot v_{\text{пв}}^2}{2} \cdot \frac{1}{d_{\text{екв}}}, \quad (5.4)$$

де λ – коефіцієнт опору тертя;

$d_{\text{екв}}$ – еквівалентний діаметр повітропроводу, м. Для прямокутних повітропроводів

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} \quad [5].$$

Коефіцієнт опору тертя при числі Рейнольдса > 2300 визначаю за формулою Альшутля [5]

$$\lambda = 0,11 \left[\left(\frac{k_{\text{екв}}}{d_{\text{екв}}} \right) + \left(\frac{68}{Re} \right) \right]^{0,25}, \quad (5.5)$$

де $k_{\text{екв}}$ – абсолютна еквівалентна шорсткість стінок повітропроводів, м (для сталевих повітропроводів $k_{\text{екв}} = 0,0001$ м).

Число Рейнольдса [3]

$$Re = \frac{v_{\text{пв}} \cdot d_{\text{екв}}}{\nu}, \quad (5.6)$$

де ν – кінематична в'язкість повітря, $\text{м}^2/\text{с}$ (згідно з [7] $\nu = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$).

Місцевий опір [3]

$$Z = \sum \xi \cdot \frac{\rho_{\text{пв}} \cdot v_{\text{пв}}^2}{2}, \quad (5.7)$$

де $\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів на розрахунковій ділянці.

Для прикладу розрахую ділянку 1:

Об'ємна витрата вентилятора $V = 400 \text{ м}^3/\text{год}$.

Згідно з розрахунками витрата повітря через 1 дифузор складає $55 \text{ м}^3/\text{год}$.

На ділянці 1 розташований один дифузор, тоді $V_1 = 55 \text{ м}^3/\text{год}$.

Приймаю швидкість повітря на ділянці $v_1 = 2 \text{ м/с}$, тоді з рівняння суцільності переріз повітропровода ділянки [3]

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f_1 = \frac{V_1}{3600 \cdot v_1}, \quad (5.8)$$

$$f_1 = \frac{55}{3600 \cdot 2} = 0,0076 \text{ м}^2.$$

За довідковими таблицями [1] обираю повітропровід круглого поперечного перерізу діаметром 100 мм, дійсна площа перерізу якого $f_{д1}=0,00785 \text{ м}^2$;

$$v_1^д = \frac{V_1}{3600 \cdot f_{д1}}, \quad (5.9)$$

$$v_1^д = \frac{55}{3600 \cdot 0,00785} = 1,95 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{2 \cdot 0,1}{1,95 \cdot 10^{-5}} = 12975.$$

Коефіцієнт опору тертя при числі Рейнольдса $12975 > 2300$ визначаю за формулою (5.5)

$$\lambda = 0,11 \left[\left(\frac{0,0001}{0,1} \right) + \left(\frac{68}{12975} \right) \right]^{0,25} = 0,0309$$

Питомі втрати тиску на тертя за формулою (5.22)

$$R = 0,026 \cdot \frac{1,2 \cdot 1,95^2}{2} \cdot \frac{1}{0,1} = 0,7 \text{ Па/м}.$$

Коефіцієнти місцевих опорів: дифузор $\xi_д=1$; трійник $\xi_{тр}=0,25$; поворот $\xi_{пов}=0,6$.

Сума коефіцієнтів місцевих опорів для ділянки 1: $\Sigma \xi = 1$.

Втрати тиску на місцеві опори для ділянки 1 за формулою (5.7)

$$Z = 1,6 \cdot \frac{1,2 \cdot 1,95^2}{2} = 3,64 \text{ Па}.$$

Сумарні втрати тиску на першій ділянці

$$\Delta P_1 = Rl + Z,$$

$$\Delta P_1 = 0,7 \cdot 3,4 + 3,64 = 6,03 \text{ Па}.$$

Аналогічні розрахунки виконаємо для всіх ділянок магістралей, результати зведемо в табл. 5.4.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.4 – Результати аеродинамічного розрахунку

Номер ділянки	Витрата повітря, V , м ³ /год	Довжина ділянки ℓ , м	Швидкість повітря v , м/с	Розміри повітропроводів		Втрати напору на тертя, Па		Швидкісний напір $\rho v^2/2$, Па	Сума коефіцієнтів місцевих опорів $\Sigma \xi$	Втрати напору на місцеві опори Z , Па	Загальна втрата напору на ділянці $(R\ell+Z)$, Па	Сумарні втрати напору на ділянці від по-чатку мережі ΔP_m , Па
				Круглих d , мм	Прямокутних $a \times b$, мм	На 1м довжини, R	На всій ділянці, $R\ell$					
1	55	3,4	2	0,1	-	0,7	2,39	1,95	1,6	3,64	6,03	6,03
2	110	4,2	2,5	0,1	-	2,45	10,3	2,5	0,25	2,27	12,57	18,6
3	210	1,7	2,5	0,1	-	0,8	1,35	3,1	0,25	1,26	2,61	21,21
4	300	5,1	3,8	0,1	-	1,53	7,8	4,2	0,25	2,58	10,38	31,59
5	375	2,3	3,5	0,16	-	0,77	1,77	5,2	2,05	13,5	15,88	47,47
6	375	1,2	4,2	0,16	-	0,77	0,9	5,2	0	0	1	48,37

5.4 Вибір припливно-витяжної установки

За результатами розрахунку повітрообміну (див. п. 5.2) з каталогу припливно-витяжних установок *mycond*, рис. 5.3, обираю MV400I-N, яка має витрату повітря 400 м³/год. Вбудований вентилятор забезпечує тиск 85 Па. Для догріву повітря до 20 °С необхідно розташувати калорифер на припливній гілці після припливно-витяжної установки. Максимально допустимий опір калорифера, виходячи з попередніх розрахунків аеродинамічного опору повітропроводів і тиску, який здатна забезпечувати припливна установка для нашої витрати повітря не має перевищувати 37,6 Па.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ						
МОДЕЛЬ	Расход воздуха, м ³ /час(низк./сред./выс.)	Свободное давление, Па(низк./сред./выс.)	Коэффициент передачи тепла, %(низк./сред./выс.)	Коэффициент передачи влажности, %(низк./сред./выс.)	Уровень шума (низк./сред./выс.)	Потребляемая мощность кВт/ч
MV200I-N	150/200/200	60/70/75	75/70/70	63/60/59	22/25/27	0.1
MV200I-N-ts (сенсорный пульт управления)	150/200/200	60/70/75	75/70/70	63/60/59	22/25/27	0.1
MV400I-N	350/400/400	80/85/87	74/70/69	65/60/60	25/29/32	0.15
MV400I-N-ts (сенсорный пульт управления)	350/400/400	80/85/87	74/70/69	65/60/60	25/29/32	0.15
MV600I-N	500/600/600	85/90/98	75/70/70	67/61/61	25/31/35	0.2
MV600I-N-ts (сенсорный пульт управления)	500/600/600	85/90/98	75/70/70	67/61/61	25/31/35	0.2
MV1100I-N	840/1000/1100	105/120/147	75/69/67	63/61/60	33/38/40	0.69
MV1100I-N-ts (сенсорный пульт управления)	840/1000/1100	105/120/147	75/69/67	63/61/60	33/38/40	0.69

Рисунок 5.3 – Характеристики припливно-витяжних установок фірми *Mycond*

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 5.4 – Зовнішній вигляд установки Mycond MV400I-N

5.5 Розрахунок кількості утилізованої теплоти в рекуператорі, вибір електричного калорифера

1) За [1] визначаю кліматологічні дані для м. Києва:

- температура $t_{n1} = t_{p.o} = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- відносна вологість $\varphi_{n1} = 83\%$;
- середня за опалювальний період $t_{cp.o} = -0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- продовжуваність опалювального періоду $n_o = 176$ діб.

За $h-d$ - діаграмою додатково визначаємо:

- вологовміст зовнішнього повітря $d_{n1} = 0,6\text{ г/кг с.п.}$;
- ентальпія зовнішнього повітря $h_{n1} = -20,8\text{ кДж/кг с.п.}$

2) Температура припливного повітря $t_{п} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

За $h-d$ - діаграмою додатково визначаю ентальпію припливного повітря, яка складає $h_{п} = 21,2\text{ кДж/кг с.п.}$

2) Визначаю густини повітря, кг/м^3 , при початкових температурах зовнішнього та повітря, що видається за формулою [3]

$$\rho_i = 353/(273 + t_i); \quad (5.10)$$

- зовнішнього повітря $\rho_{n1} = 353/(273 - 22) = 1,406\text{ кг/м}^3$;
- повітря, що видається $\rho_{v1} = 353/(273 + 22) = 1,197\text{ кг/м}^3$.

3) Масові витрати повітряних потоків кг/год [6]:

$$L_i = V_i \rho_i \quad (5.11)$$

Зовнішнє повітря:

$$L_i = 375 \cdot 1,41 = 532,5\text{ кг/год}$$

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Внутрішнє повітря:

$$L_g = 375 \cdot 1,41 = 450 \frac{\text{кг}}{\text{год}}.$$

4) Витрата теплоти на вентиляцію будівлі [6]:

$$Q_B = \frac{L_z}{3600} (h_B - h_3), \quad (5.12)$$

$$Q_B = \frac{532,5}{3600} (21,2 - (-20,6)) \cdot 10^{-3} = 0,00618 \text{ МВт} = 6,18 \text{ кВт}.$$

5) Середня витрата теплоти на вентиляцію [6]

$$Q_{B, \text{сеп}} = Q_B \cdot \frac{t_{BH} - t_{cp,o}}{t_{BH} - t_{p,o}}, \quad (5.13)$$

$$Q_{B, \text{сеп}} = 0,00618 \cdot \frac{20 - (-0,1)}{20 - (-22)} = 0,00296 = 2,96 \text{ кВт}.$$

6) Середньорічна витрата теплоти на вентиляцію без обмежень [6]:

$$Q_T = Q_{B, \text{сеп}} \cdot n \cdot 24 \cdot 3,6, \quad (5.14)$$

$$Q_m = 0,00296 \cdot 176 \cdot 24 \cdot 3,6 = 45,01 \frac{\text{ГДж}}{\text{рік}}.$$

Виробником заявлено, що в рекуператорі 70% теплоти передається від повітря, що видаляється до припливного повітря. Отже, ККД рекуператора складає 70% $\eta_{yt}=0,7$.

7) Теплота, яка передається в рекуператорі до припливного повітря [6]:

$$Q_{yt} = \frac{L_B}{3600} \cdot (h_B - h_3) \cdot \eta_{yt}, \quad (5.15)$$

$$Q_{yt} = \frac{450}{3600} \cdot (21,2 - (-20,6)) \cdot 0,7 = 3,66 \text{ кВт}.$$

8) Середня витрата утилізованої теплоти [6]:

$$Q_{yt, \text{ср}} = Q_{yt} \cdot \frac{t_{BH} - t_{cp,o}}{t_{BH} - t_{p,o}}, \quad (5.16)$$

$$Q_{yt, \text{ср}} = 3,66 \cdot \frac{20 - (-0,1)}{20 - (-22)} = 1,75 \text{ кВт}.$$

9) Річна кількість утилізованої теплоти вентиляційних викидів [6]:

$$Q_{yt, \text{рік}} = Q_{yt, \text{ср}} \cdot n \cdot 24 \cdot 3,6 \cdot 10^{-3}, \quad (5.17)$$

$$Q_{yt, \text{рік}} = 1,75 \cdot 176 \cdot 24 \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} = 26,61 \frac{\text{ГДж}}{\text{рік}}.$$

10) Кількість теплоти, яку необхідно компенсувати електричним калорифером [6]:

$$Q_K = Q_B - Q_{yt}, \quad (5.18)$$

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_k = 6,18 - 3,66 = 2,52 \text{ кВт.}$$

Обираю каналний електрокалорифер фірми Вентс НК 160-2,4-1 на 3,4 кВт теплової потужності (рис. 5.6). З рисунка 5.5, при витраті повітря 375 м³/год калорифер має опір 27,5 Па.

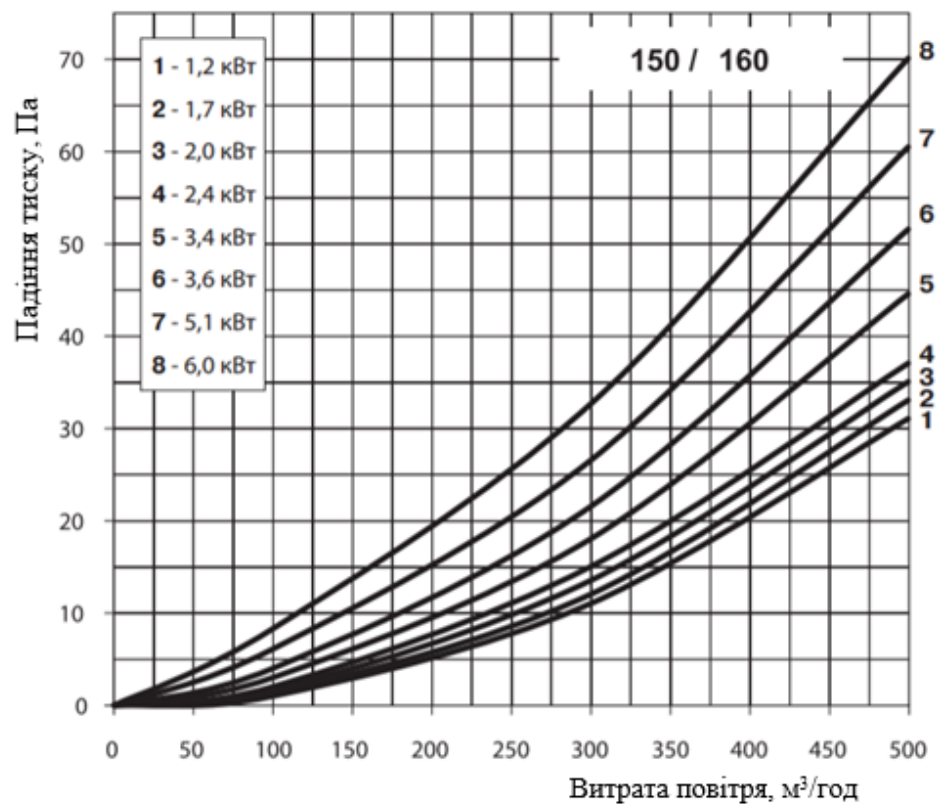


Рисунок 5.5 – Опір калорифера повітрю в залежності від його витрати



Рисунок 5.6 – Електрокалорифер Вентс НК 160-2,4-1

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.6 Система кондиціювання повітря

5.6.1 Опис схеми

Для підтримання комфортного мікроклімату в теплий період року в приватних будинках влаштовують систему кондиціювання повітря. Така система буває двох видів: активна та пасивна.

Активна система кондиціювання повітря – це класичний варіант холодопостачання житлових та громадських будівель. В таких системах використовуються холодогенератори: чилери, кондиціонери, теплові насоси. Головною експлуатаційною витратою в таких системах є електрична енергія, яку споживає компресор холодильної машини. За допомогою класичної системи кондиціювання можна в будь-яку пору теплового періоду року швидко досягти заданої температури усередині приміщення. Активне кондиціювання характеризується швидким досягненням заданих параметрів в середині приміщення та великими витратами на електричну енергію [7].

Пасивна система кондиціювання повітря досить недавно набула популярності в Україні. А найчастіше такі системи облаштовують в будівлях, у яких основним теплогенератором є геотермальний тепловий насос. Суть пасивного охолодження приміщень полягає у тому, що комфортні внутрішні параметри будівлі в теплий період року підтримуються за допомогою ґрунтового теплообмінника теплового насоса. Відомий факт, що під землею, починаючи з глибини 10 метрів, спостерігається постійна температура, на рівні 8 -10 °С, у той час, коли для житлових приміщень достатньо +20 °С влітку. Тоді всередині будівлі облаштовується достатня поверхня теплообміну для того, щоби отримуючи холодоносії з-під землі, була змога охолодити внутрішнє повітря. Пасивною дана система називається завдяки тому, що під час її функціонування працюють тільки два або декілька циркуляційних насосів, які споживають дуже мало електричної енергії, на відміну від потужних компресорів класичних холодильних машин. Різниця в експлуатаційних витратах між пасивною та активною системою кондиціювання може досягати в десятки разів[8].

Холодоносієм для активної системи кондиціювання можуть бути: фреон, вода або незамерзаючий розчин (розсіл), для пасивної ж системи це може бути лише вода або розсіл.

Для охолодження внутрішнього повітря в приміщенні використовують фанкойли. Фанкойли можуть бути встановлені на підлозі, стелі, всередині підлоги або на стіні. Сучасні фанкойли бувають різної форми та кольору, що дозволяє їх використати в будь-якому інтер'єрі [7].

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

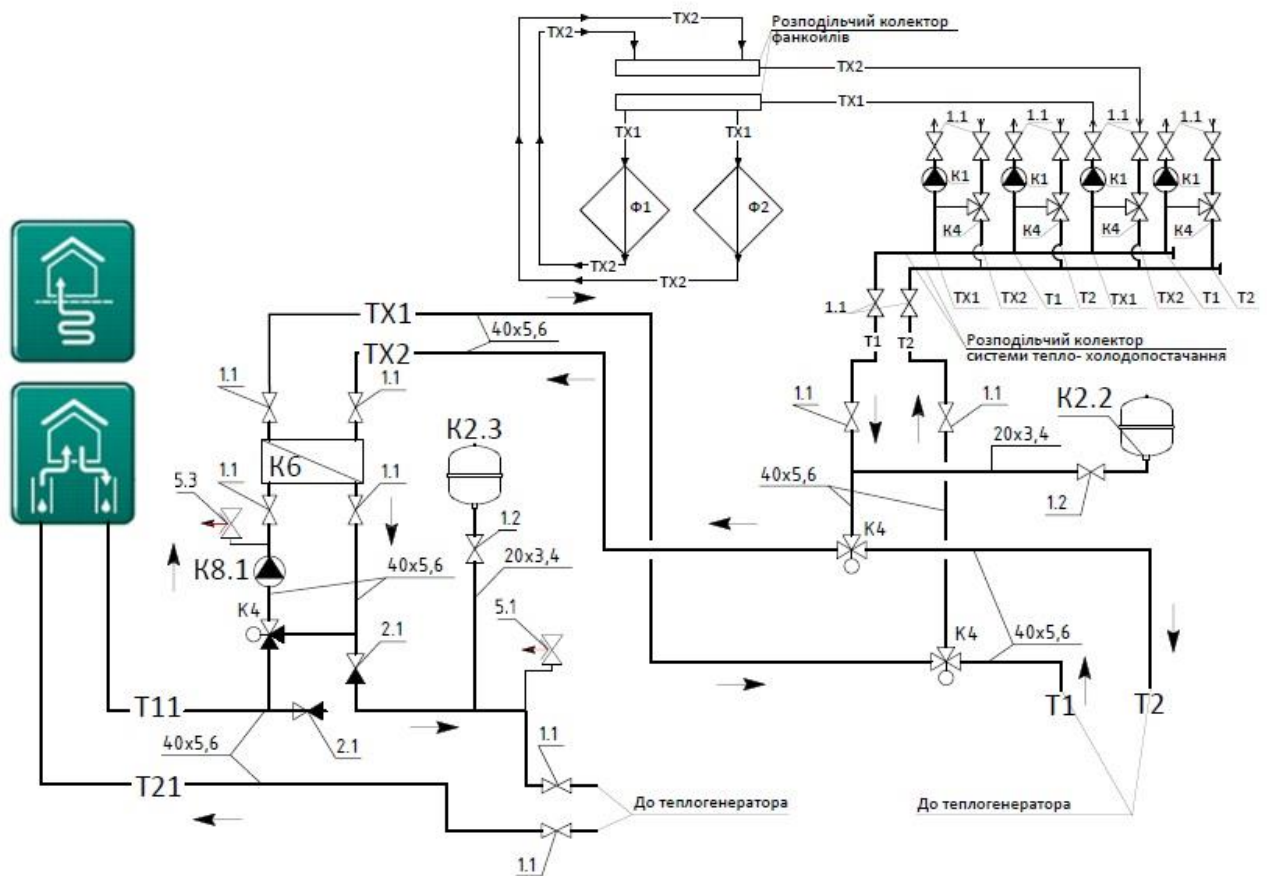
Фанкойл – це кожухотрубний водо-повітряний теплообмінник з розвинутою поверхнею теплообміну, що складається з мідних трубопроводів та їх оребрення. Також в конструкції фанкойла передбачено вентилятор, повітряний фільтр, відсічний або підмішувальний триходовий клапан, плата керування та пристрій для відводу конденсату. Бувають також фанкойли з вбудованими дренажними насосами для видалення конденсату в загальну систему дренажів будинку [7].

Фанкойли бувають двох- та чотирьохтрубні. Чотирьохтрубні фанкойли можуть бути одночасно під'єднані до систем тепло- та холодопостачання. Найчастіше чотирьохтрубні фанкойли використовують в великих громадських комплексах або офісних приміщеннях, а також при наявності окремих тепло- та холодогенераторів. В приватних будинках використовують двохтрубні фанкойли для зменшення монтажного місця та первинних капіталовкладень на внутрішню інженерію, а перемикання між режимами «тепло» та «холод» відбувається в теплогенераторній за допомогою триходових автоматичних перемикачів. На рисунку 5.7 зображений зовнішній вигляд фанкойлів, а на рисунку 5.8 наведена схема двотрубною системи пасивного кондиціювання приміщення будинку



Рисунок 5.7 – Зовнішній вигляд фанкойлів

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



К1 – циркуляційний насос системи тепло- холодопостачання; К4 – триходовий змішувальний клапан; 1.1, 1.2 – запірний кран; 2.1 – зворотний клапан; Т1 – подавальний трубопровід системи опалення; Т2 – зворотний трубопровід системи опалення;
 ТХ1 – подавальний трубопровід системи холодопостачання; ТХ2 – зворотний трубопровід системи холодопостачання; К6 – проміжний ТА; К8.1 – циркуляційний насос системи пасивного кондиціювання; Т11 – подавальна лінія геотермального ТО; Т21 – зворотна лінія геотермального ТО; К2.3, К2.2 – мембранні розширювальні баки;
 Ф1, Ф2 – фанкойли; 5.1, 5.3 – автоматичний розповістрявач.

Рисунок 5.8 – Схема двотрубно́ї системи пасивного кондиціювання першого поверху

5.6.2 Вибір обладнання

Для того, щоб підібрати фанкойли спочатку визначають надходження теплоти та вологи до приміщення, які позначаються $\Sigma Q_{\text{пр}}$, кВт та $\Sigma W_{\text{пр}}$, кг/с, відповідно.

У випадку, коли фанкойли працюють тільки на внутрішньому повітрі, то спочатку в $h-d$ діаграмі побудуємо процес оброблення повітря (див. рис. 5.9). Розрахунки здійснюються наступним чином.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

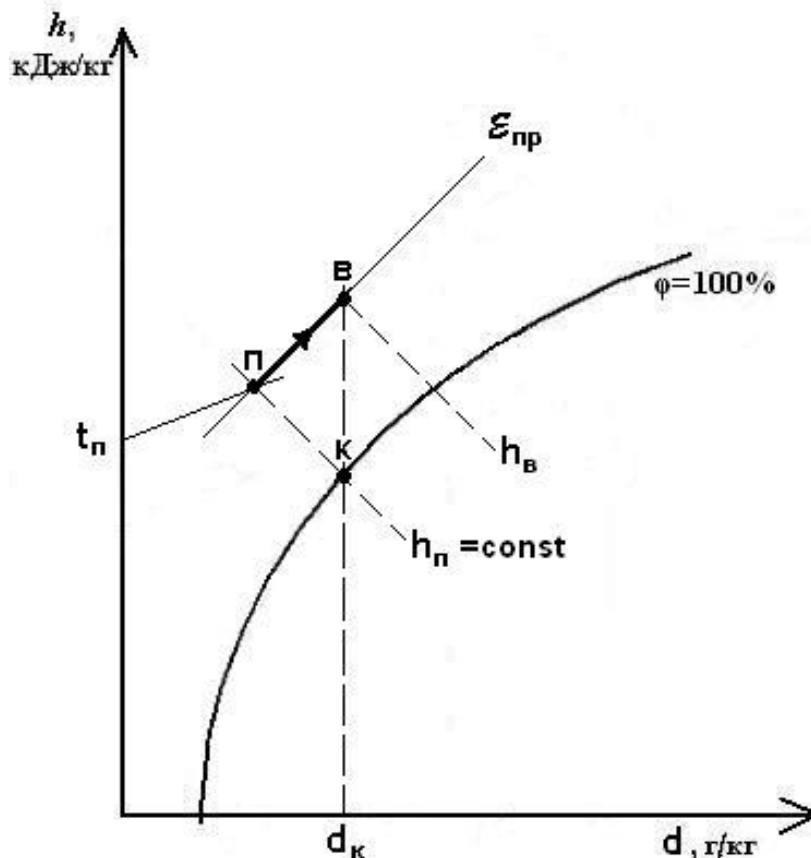


Рисунок. 5.9 – Процес зміни стану оброблення внутрішнього (рециркуляційного) повітря

За заданою необхідною температурою припливного повітря $t_{\text{п}}$ та відносною вологістю $\varphi_{\text{п}}$ в $h-d$ діаграмі наноситься точка П, у якій визначається ентальпія $h_{\text{п}}$.

Визначається кутовий коефіцієнт променя процесу зміни стану повітря у приміщенні, кДж/кг вологи надалі він проводиться через точку П. [6]

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \Sigma Q_{\text{пр}} / \Sigma W_{\text{пр}} \quad (5.19)$$

Визначається температура внутрішнього повітря $t_{\text{в}} = t_{\text{п}} + 3, ^\circ \text{C}$. Дана ізотерма перетинається з кутовим коефіцієнтом променя процесу і отримуємо точку В, що характеризує стан внутрішнього повітря. В цій точці визначаємо ентальпію $h_{\text{в}}$. [6]

Для прикладу, наведемо розрахунки для приміщення №6 першого поверху.

1) За $h-d$ – діаграмою в результаті побудови процесів оброблення внутрішнього повітря визначаємо ентальпії повітря в точках П і В відповідно: $h_{\text{п}} = 45,4$ кДж/кг; $h_{\text{в}} = 53$ кДж/кг.

2) Визначається необхідна масова витрата повітря, кг/с

$$L = \Sigma Q_{\text{пр}} / (h_{\text{в}} - h_{\text{п}}), \quad (5.20)$$

де $\Sigma Q_{\text{пр}}$ – надходження теплоти до цього приміщення, кВт (згідно з попередніми розрахунками для цього приміщення дорівнює 1 кВт).

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді

$$L = \frac{1}{(53 - 45,4)} = 0,131 \text{ кг/с.}$$

Визначається об'ємна витрата повітря, м³/год

$$V = 3600 L / \rho, \quad (5.21)$$

де ρ – густина повітря, кг/м³ (беру 1,2 кг/м³).

Тоді

$$V = \frac{3600 \cdot 0,131 \cdot 10^{-3}}{1,2} = 0,393 \text{ м}^3 / \text{год.}$$

Визначається холодопродуктивність кондиціонера, кВт

$$Q_{\text{хол}} = L \cdot (h_{\text{в}} - h_{\text{п}}); \quad (5.22)$$

$$Q_{\text{хол}} = 0,393 \cdot (53 - 45,4) = 2,99 \text{ кВт.}$$

Фанкойли встановлюються в приміщеннях № 6, 7 на першому поверсі, №5, 6, 7 на другому. Результати розрахунків для усіх приміщень наведено в табл. 5.5. За величинами $Q_{\text{хол}}$ та V вибираються фанкойли.

Таблиця 5.5 – Розрахункова потужність фанкойлів

Номер приміщення	Назва приміщення	Розрахункова потужність фанкойла, кВт
6 (1-й поверх)	Вітальня	2,99
7 (1-й поверх)	Спальня	1,47
5 (2-й поверх)	Спальня	1,46
6 (2-й поверх)	Спальня	2,02
7 (2-й поверх)	Спальня	1,39

Відповідно до розрахункових параметрів з табл. 5.5 були вибрані настінні фанкойли MyCond MHW, зовнішній вигляд яких наведено на рис. 5.10.

Настінні фанкойли зовні практично не відрізняються від внутрішніх блоків звичайних спліт-систем. Вони встановлюються на стіну на певній відстані від стелі. Як правило, в комплекті з настінними фанкойлами використовуються дистанційні пульти управління і вбудований триходовий клапан. Найчастіше обладнання такого типу встановлюється в невеликих офісних приміщеннях [11].

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 5.10 – Фанкойл MyCond MHW

Переваги настінних фанкойлів MYCOND:

- просте підключення до системи холодопостачання завдяки вбудованому клапану.

- низький рівень шуму.

Основні особливості:

- можливість опціональної комплектації вентиляторами з ЕС двигуном.

- 2-трубне виконання.

- можливість застосування інфрачервоного пульта дистанційного керування.

- корпус: Зовнішній корпус з високоякісного вогнетривкого АБМ пластика.

- фільтр: змінний легкодоступний синтетичний фільтр.

- двигун: шестишвидкісний однофазний (три швидкості підключені на заводі), встановлений на антивібраційних опорах, оснащений термореле з автоматичним скиданням, клас захисту IP20, клас ізоляції В [1].

- вентилятор: тангенціального типу, з крильчаткою зі зміцненого пластику.

- теплообмінники: виконані з мідних трубок з алюмінієвими ребрами. Основний теплообмінник доступний в 3-х або 4х- рядному виконанні. Підключення теплообмінника в стандартному виконанні - лівостороннє. За запитом поставляються блоки з правостороннім підключенням.

- дренажний піддон: з поліпропілену, діаметр трубки 16мм.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Використовуючі дані з табл. 5.5 підберемо фанкойли для приміщень № 6, 8, 9, 14, 15 та занесемо дані до табл. 5.6. Коефіцієнти перерахунку потужності фанкойлів беруться у відповідності до температурних режимів пасивного кондиціювання

$$t_{\text{Tx1}}/t_{\text{Tx2}} = 15/18 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Таблиця 5.6 – Результати вибору фанкойлів для приміщень

Номер приміщення	Назва приміщення	Модель фанкойла	Кількість фанкойлів, шт
6 (1-й поверх)	Вігальня	MCFS-300T2	1
7 (1-й поверх)	Кабінет	MCFS-150T2	1
5 (2-й поверх)	Спальня	MCFS-150T2	1
6 (2-й поверх)	Спальня	MCFS-220T2	1
7 (2-й поверх)	Спальня	MCFS-150T2	1

5.7 Висновки з розділу 5

1 Для організації припливно-витяжної вентиляції в приміщеннях першого поверху №6, 7 та другого №5, 6, 7 будинку на основі розрахунків необхідного повітрообміну обираю MV400I-N, яка має витрату повітря 400 м³/год, вбудований вентилятор забезпечує тиск 85Па, максимально 87 Па, та 70% рекуперації теплоти. Також для неї було підібрано калорифер Вентс НК 160-2,4-1, який має забезпечити догрів припливного повітря до температури 20 °С.

2 Для створення оптимального мікроклімату в приміщеннях № 6, 7 на першому поверсі, №5, 6, 7 на другому в теплий період року в результаті розрахунків витрати повітря та холодопродуктивності обрані 5 напольних двохтрубних фанкойлів MyCond серії MCFS.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6 СИСТЕМА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

6.1 Загальні положення

Гарячу воду в приватному будинку можна отримувати різними способами. Це може бути відгалуження від центральної міської системи або автономне рішення. Автономна система гарячого водопостачання в будинку може бути спроектована з використанням ємнісного накопичувального бака непрямого нагріву або проточного нагрівача швидкісного нагріву. Другий спосіб є менш економічним та потребує більшої потужності теплогенератора для забезпечення задовільної витрати гарячої води. При використанні ємнісного нагрівача непрямого нагріву можливо зменшення навантаження на теплогенератор та створення запасу гарячої води, що дасть можливість користуватися нею в періоди планового або аварійного вимкнення електроенергії. Крім того, температура та витрата гарячої води на виході з ємнісного нагрівача залишається постійною [7].

Сучасні бойлери непрямого нагріву можуть працювати з різними джерелами теплоти: твердопаливними та газовими котлами, сонячними геліопанелями або тепловими насосами. Оскільки різні джерела теплоти пряцюють на різних температурних параметрах, то і конструктивні особливості змійовика бойлера непрямого нагріву мають відповідати параметрам, які видає теплогенератор. На сьогодні в каталогах більшості європейських виробників є бойлери однакового об'єму, але з різними площами теплообміну вбудованих змійовиків. Наприклад, для теплового насосу площа змійовика бойлера непрямого нагріву має бути в два-три рази більшою ніж площа змійовика для газового котла [9].

Також слід брати до уваги те, що сучасні виробники теплогенераційного обладнання створюють спеціалізовані комбіновані продукти, наприклад, комбінована установка, що складається з газового котла і бойлера непрямого нагріву, або замість котла може бути тепловий насос [12]. При цьому, у даних комбінованих рішеннях площі змійовикив та діаметри підключення розраховані виробником та змонтовані на заводській лінії. Таке технічне рішення дозволяє замовнику та монтажній організації заощадити час на монтаж та кошти на додаткові монтажні роботи та елементи обв'язки.

Гаряче водопостачання в приватних будинках застосовують для гігієнічних та побутових потреб. За допомогою даної системи мешканці будинку можуть використовувати цю воду з комфортною температурою. У дійсних будівельних нормах України нормативною температурою гарячого водопостачання для приватних будинків є 55 °C, на практиці ж люди використовують гарячу питну воду з температурою до 45 °C (з урахуванням підмішування холодної води).

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У найпростішому вигляді побутова система гарячого водопостачання складається з теплогенератора, бойлера непрямого нагріву (роздільне або комбіноване рішення), трубопроводів системи ГВП, циркуляційного трубопровода та водорозбірних вузлів [7].

Вищезгаданий циркуляційний трубопровід використовується для постійного забезпечення споживача гарячою водою, одразу після відкриття крану (без очікування поки стече охолонувши в трубопроводі вода, після останнього водорозбору).

Відомо, що у воді в діапазоні температур від 20°C до 55°C може розмножуватись небезпечна бактерія – легіонелла, особливо, коли гарячою водою ніхто не користувався впродовж довгого проміжку часу. Легіонелла може спричинити неприємний запах ГВ, зміну смаку або, навіть, тяжкі отруєння чи смерть людини. Для того, щоб забезпечити безпечне користування мешканців будинку гарячою водою у автоматиці більшості провідних виробників опалювальної техніки передбачено захист від легіонелли. Захист заключається в щотижневому годинному нагріві бойлера ГВ до 75°C, який відбувається в автоматичному режимі [8].

В сучасних системах ГВП приватних будинків важливу роль приділяють термічній ізоляції трубопроводів системи водопостачання для запобігання зменшення температури гарячої води на виході з крану у споживача. У зв'язку з цим, необхідності перегрівати бойлер немає. Тому температуру гарячої води в бойлері приймаємо $t_T = 45^\circ\text{C}$

Основні вимоги до води, що нагрівається в поверхневих теплообмінниках:

- вміст розчиненого кисню $\leq 0,1 \text{ мг/кг}$;
- вміст змулених частинок $\leq 5 \text{ мг/кг}$;
- карбонатна твердість $\leq 1,5 \text{ мг·екв/кг}$;
- рН $> 6,5$.

Згідно з ДБН України у ванних і душових кімнатах ряду будівель і приміщень повинні встановлюватися рушникосушники. Вони приєднуються до циркуляційних або подавальних стояків [3].

6.2. Навантаження системи гарячого водопостачання

Система ГВП будинку призначена для забезпечення побутових потреб мешканців.

Для житлових будинків з водопроводом, каналізацією та без наявності ванни норма витрати становить від 95 до 120 літрів на добу на одного мешканця будинку [3]. Але після дослідженні свого споживання гарячої води в приватній квартирі замовник зазначив в технічному завданні витрату гарячої воду на рівні 50 л/добу.

Середня витрата теплоти на нагрівання води на господарські потреби визначається за формулою [6]

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\text{ГВП}} = \frac{m \cdot a \cdot c_{\text{в}}}{24 \cdot 3600} (t_{\text{ГВ}} - t_{\text{ХЗ}}), \quad (6.1)$$

де m - кількість мешканців;

a - витрата води на одну людину за добу, л/добу;

$t_{\text{ГВ}}$ - температура гарячої води, °C;

$t_{\text{ХЗ}}$ - холодної води в зимовий період, °C;

$c_{\text{в}}$ - теплоємність води, кДж/(кг·K).

Вихідні дані

$m=5$ людей; $a=50$ кг/добу; $t_{\text{Г}}=45^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{ХЗ}}=5^{\circ}\text{C}$; $C_{\text{в}}=4,187$ Дж/(кг·K).

Тоді

$$Q_{\text{сер.ГВП}} = \frac{4 \cdot 50 \cdot 4,187}{24 \cdot 3600} (50 - 5) = 0,44 \text{ кВт}.$$

Максимальна витрата теплоти визначається в межах 2...2,4 від середньої витрати теплоти на ГВП.

Беру цей коефіцієнт, що дорівнює 2, тоді

$$Q_{\text{ГВПmax}} = 2 \cdot 0,44 = 0,9 \text{ кВт}$$

Теплова потужність для нагріву гарячої води буде врахована в наступному розділі при виборі теплогенератора.

Для вибору об'єму ємнісного водонагрівача непрямого нагріву розрахуємо максимальне вечірнє споживання гарячої води. В даному будинку будуть проживати 5 людей, з витратою гарячої води 40 л/добу для однієї людини.

Тоді максимальний разовий об'єм споживання гарячої води складає [3]

$$V_{\text{разове}} = m \cdot A, \quad (6.2)$$

де A - витрата води на одну людину за один прийом, л.

Відповідно до формули (6.2) максимальне разове споживання гарячої води

$$V_{\text{разове}} = 5 \cdot 40 = 200 \text{ л}$$

Максимальне разове споживання гарячої води буде враховано в розділі 7.

6.3 Висновок з розділу 6

1 Були обґрунтовані вимоги до якості гарячої питної води, що подається споживачам.

2 Визначені середнє і максимальне теплове навантаження на систему ГВП будинку, які складають відповідно 0,44 та 0,9 кВт.

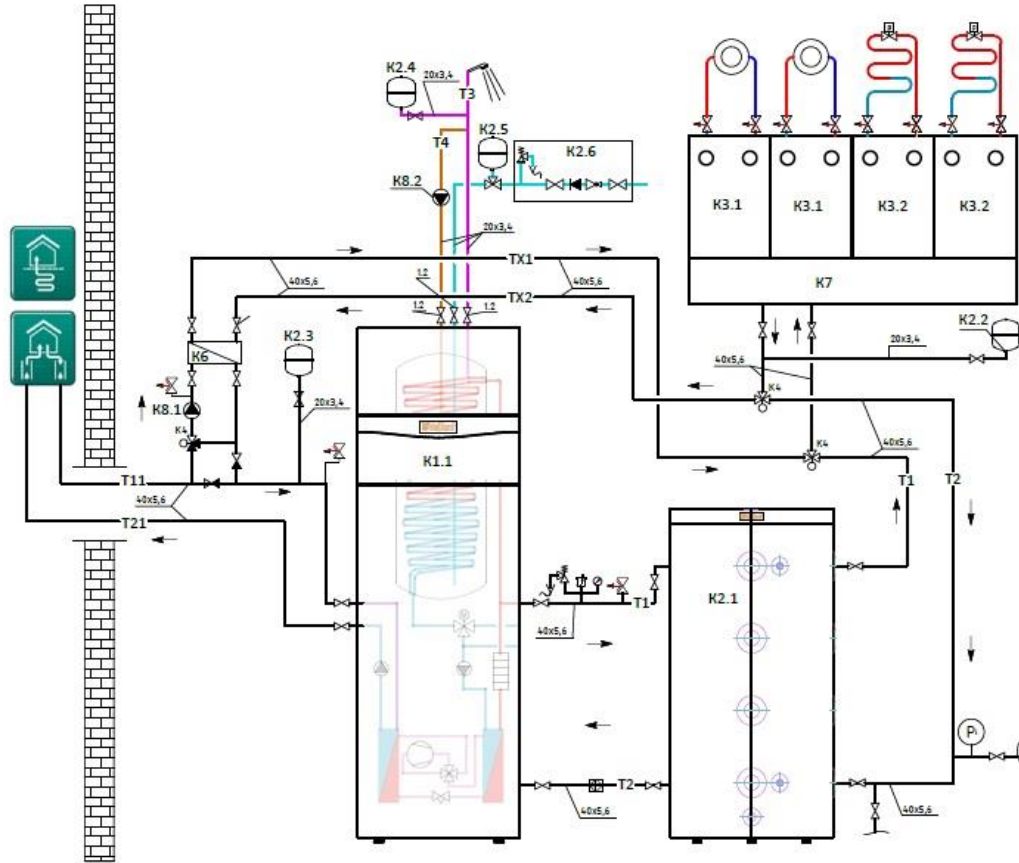
3 Визначена максимальна разова витрата води на ГВП, яке складає 200 л.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7 ВИБІР ОБЛАДНАННЯ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРНОЇ

7.1 Опис схеми

На рис. 7.1 наведена принципова теплова схема теплогенераторної, яка містить в собі джерело тепlopостачання на опалення та ГВП – геотермальний тепловий насос і допоміжне обладнання.



K1.1 – тепловий насос; K2.1 – буферна ємність системи опалення;
K3.1, K3.2 – насосні групи; K4 – триходовий переключуючий вентиль с сервоприводом;
K2.2, K2.3, K2.4, K2.5 – розширювальні мембранні баки; K7 – розподільчий колектор систем тепло- холодопостачання; K6 – проміжний теплообмінник системи пасивного охолодження; K8.1, K8.2 – циркуляційні насоси.

Рисунок 7.1 – Принципова теплова схема теплогенераторної [9]

Для роботи теплового насоса необхідно змонтувати контур відбору низькопотенційної теплової енергії. Таким контуром може бути повітря, піземні води або безпосередньо ґрунт. Тепло з ґрунту відбирається за допомогою ґрунтового теплообмінника, що складається з сшитих поліетиленових труб високої міцності. Всередині контуру циркулює суміш води та незамерзаючої розчину пропиленгліколю. Даний розчин нагрівається від -10°C до $+25^{\circ}\text{C}$ та надходить до випарника теплового

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

насоса, де фреон відбирає низькопотенційне геотермальне тепло, випаровується, далі компресор стискає пароподібний фреон, підвищуючи його температуру та тепловий потенціал. Після компресора фреон високого тиску та температури потрапляє в конденсатор теплового насоса, де віддає теплову енергію воді системи опалення будинку і конденсується. Після конденсатора теплового насоса рідкий фреон високого тиску проходить через дросельний клапан, у якому понижується тиск холодоагента до початкового і цикл роботи повторюється [6]. Цикл роботи теплового насоса зображений на рис. 7.2.

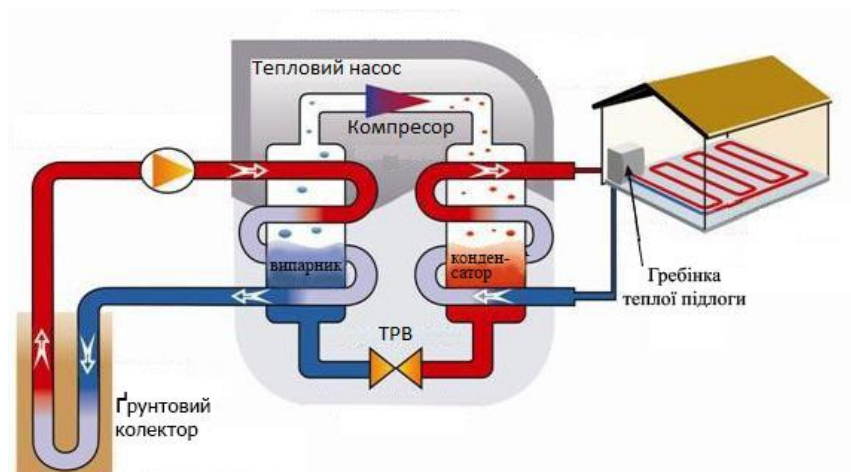


Рисунок 7.2 – Цикл роботи теплового насоса

Теплові насоси на сьогоднішній день є прогресивним технологічним устаткуванням, здатним використовувати поновлювану енергію з природних джерел. Працездатність даних систем базується на наявності низькопотенціального тепла в землі, повітрі, ґрунтових водах і водоймах, яке потім перетворюється в високопотенційне, здатне обігріти будівлі і нагріти воду [6].

В даний час системи опалення з тепловим насосом використовуються для модернізації систем опалення у старих будівлях, в низькоенергетичних будинках, а також будинках із застосуванням енергозберігаючих технологій, що використовуються при будівництві. Багато хто вважає, що пристрій теплового насоса дуже складний і тепловий насос призначений тільки для невеликих об'єктів з малим споживанням теплової потужності, але це не так.

Назва геотермальний тепловий насос утворена від двох слів: "geo" – що має відношення до землі, та "thermal" – тепловий [9].

Ґрунтовий тепловий насос, що також має назву геотермальний тепловий насос відводить теплоту з оточуючого ґрунту або водойми, та може знизити рахунки за опалення

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

до 80%. Він є найбільш енергоефективним способом опалення взимку та охолодження влітку.

Переваги геотермального теплонасосу перед повітряними (що працюють від зовнішнього повітря) тепловими насосами:

- за календарний рік в кліматі України енергоефективність геотермального теплового насосу краща;
- моторесурс більший – геотермальний тепловий насос встановлюють у приміщенні, він працює при сталих параметрах температури та вологості.

Грунтові теплові насоси автоматично забезпечать опалення та гарячу воду, нагрів басейну та кондиціонування, при цьому ціна опалення зменшиться в п'ять разів. За необхідності, наприклад у разі тривалої відсутності або очікуванні гостей, можливо дистанційно коригувати систему з комп'ютера, планшета або смартфона [6].

Геотермальні теплові насоси можна використовувати в різних режимах: моновалентному, бівалентному паралельному або бівалентному альтернативному.

Моновалентний режим – режим роботи теплогенераторної з тепловим насосом, коли тепловий насос з вбудованим електричним догрівом працюють без додаткового теплогенератора.

Бівалентний паралельний – режим роботи теплогенераторної з тепловим насосом і додатковим (резервним) нагрівачем, в якому при недостатній потужності теплового насоса в паралель вмикається додатковий теплогенератор.

Бівалентний альтернативний – режим роботи теплогенераторної з тепловим насосом і додатковим (резервним) теплогенератором, в якому при недостатній потужності теплового насоса вмикається додатковий (резервний) теплогенератор, а тепловий насос вимикається [8].

7.2 Вибір теплового насосу

В даній магістерській дисертації розглядається моновалентна схема роботи геотермального теплового насоса. Обраний тепловий насос має вбудований електричний тен для забезпечення пікових навантажень системи та вбудований бойлер непрямого нагріву на 200 л із збільшеним змійовиком з неіржавіючої сталі. Для підбору теплового насоса визначимо пікове теплове навантаження будівлі [7]

$$Q_{o.пik} = Q_{ок} + Q_{гвп} + Q_{вент}, \quad (7.1)$$

де $Q_{ок}$ – теплові втрати через огорожувальні конструкції будівлі та на нагрів інфільтраційного повітря, кВт;

$Q_{гвп}$ – теплове навантаження на систему гарячого водопостачання будинку, кВт;

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$Q_{\text{вент}}$ – теплове навантаження на систему вентиляції будинку, кВт.

За формулою (7.1) визначаємо пікове теплове навантаження на будівлю

$$Q_{o.\text{пik}} = 9,81 + 1,1 + 0 = 10,91 \text{ кВт}$$

Провідні європейські виробники теплових насосів рекомендують підбирати теплову потужність агрегата в діапазоні 80-100% від пікового навантаження. Дана рекомендація обумовлена економічною доцільністю. Тоді, потужність теплового насоса (без вбудованого чи додаткового догрівача) можна розрахувати за формулою [6]

$$Q_{\text{TH}} = (0,8 \dots 1) \cdot Q_{o.\text{пik}}, \quad (7.2)$$

За формулою (7.2) визначаємо розрахункову теплову потужність теплового насоса

$$Q_{\text{TH}} = 0,85 \cdot 10,91 = 9,27 \text{ кВт.}$$

За попередніми розрахунками з каталогу фірми NEMO [10] обираємо тепловий насос flexoCOMPACT VWF 118/4 номінальною тепловою потужністю 10 кВт, з вбудованим електричним догрівачем на 9 кВт та бойлером ГВП на 200 л. Зовнішній вигляд теплового насоса наведено на рис. 7.3, а технічні характеристики – в табл. 7.1.



Рисунок 7.3 – Зовнішній вигляд теплового насосу Vaillant flexoCOMPACT VWF 118/4

7.3 Розрахунок ґрунтового теплообмінника

Для коректної та ефективної роботи геотермального теплового насосу правильно розрахувати первинний теплообмінник (земляний ґрунтовий колектор).

Земляний ґрунтовий колектор (геотермальний зонд) призначений для відбору теплоти з пробуреної в землі свердловини.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Колектор геотермальний (геозонд) виготовляється з поліетилену (PE100 SDR11, SDR17) новітнього покоління. Зазвичай, труби виробляються наступних розмірів:

- 25 x 2.3 мм,
- 32 x 2.9 мм
- 40 x 3.7 мм.

Але, як правило, геозонд при будівництві геотермального поля та встановлення теплових насосів використовуються діаметром 32x3,0 мм. і 40x3,7мм.

При монтажі колектора в свердловину на ній не потрібно проводити ніяких додаткових монтажних робіт. Колектор під замовлення клієнта може бути виготовлений різної довжини.

Колектор після виготовлення проходить обов'язкові гідравлічні випробування тиском на щільність та міцність [8].

Поставляється в бухтах, готовий до монтажу.

Визначимо необхідну теплову потужність геотермального колектора.

$$Q_{\text{geo}} = Q_{\text{th}} - Q_{\text{th}}/COP, \quad (7.3)$$

де Q_{th} - номінальна потужність теплового насоса, кВт;

COP – коефіцієнт перетворення споживаної електричної енергії в теплову.

Тоді за формулою (7.3) визначимо необхідну теплову потужність геотермального колектора

$$Q_{\text{geo}} = 10 - 10/5 = 8 \text{ кВт}$$

Для відбору низькопотенційного тепла з ґрунту був обраний геотермальний колектор у формі вертикальних U-подібних двотрубних зондів з поліетиленових труб. Для визначення загальної довжини зондів можна скористатися формулою [8]

$$L_z = \frac{10^3 Q_{\text{th}}}{q_{\text{r}}} \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \right) = \frac{Q_{\text{geo}}}{q_{\text{r}}}, \quad (7.4)$$

де Q_{th} – номінальна потужність теплового насоса, кВт;

q_{geo} – питомий тепловий потік, віднесений до 1 погонного метра вертикального зонда, Вт/п.п.;

ε – коефіцієнт перетворення електричної енергії в теплову;

Q_{geo} – розрахункова потужність геотермального колектора.

Питомий тепловий потік від ґрунта до вертикального зонда досить важко дослідити аналітично, оскільки процеси тепломасообміну в різнорідних ґрунтах протікають у зв'язку з багатьма параметрами зовнішнього середовища, значення яких неоднозначні. Однак існує певна емпірична залежність [8]

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_{\Gamma} = (1,4\lambda + 0,5)k\left(\frac{W_x}{W_T}\right)(t_{\Gamma p} - t_X), \quad (7.5)$$

де λ – теплопровідність ґрунта, Вт/(м·К);

W_x та W_T – кількість споживаного холоду та тепла з ґрунта в однакових одиницях виміру;

t_x – температура охолоджуючої рідини, °С;

t_T – температура ґрунту у звичайному стані, °С;

k – коефіцієнт форми зондів (для двохтрубного = 1; для чотирьохтрубного = 1,28).

Ґрунт з глибиною змінюється та змінюються його шари. Шари ґрунту різняться за товщиною та складовими у кожній точці земної кулі. Тому для формули (7.5) слід використовувати приведенний коефіцієнт теплопровідності, що дорівнює [6].

$$\lambda = \frac{\sum \lambda_i \delta_i}{\sum \delta_i}, \quad (7.6)$$

де λ_i – теплопровідність відповідного шару ґрунта, Вт/(м·К);

δ_i – товщина відповідного шару ґрунту, м.

Перед початком розробки даного проекту замовник не робив геодезичних вишукувань, тому достовірної інформації про шари ґрунту та їх товщину немає. При недостатній інформації можна використовувати наближене значення питомого теплового потоку від ґрунта до вертикального зонда [6].

$$q_{\Gamma} = 35 \text{ Вт/м.п.зонд}$$

Тоді за формулою (7.4) розрахуємо необхідну довжину геотермальних зондів.

$$L_3 = \frac{8 \cdot 10^3}{35} = 228,5 \text{ п.м.}$$

Оскільки вартість бурових робіт збільшується з кожним додатковим метром, то доцільно розбити загальну необхідну довжину геотермальних зондів на декілька шгук. В Україні 90% бурових компаній мають можливість для буріння зондів до 80 п.м глибиною. Також слід витримувати нормативні відстані між зондами, які рекомендовано від 5 до 10 м в осях. Така відстань дозволяє прибрати шкідливий вплив зондів одне на одного. Беручи до уваги вищевказану інформацію та габаритні розміри ділянки для буріння, було прийнято рішення бурити 4 зонди по 60 п.м. глибиною. Схема розкладки зондів на ділянці зображена на рис.7.4.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

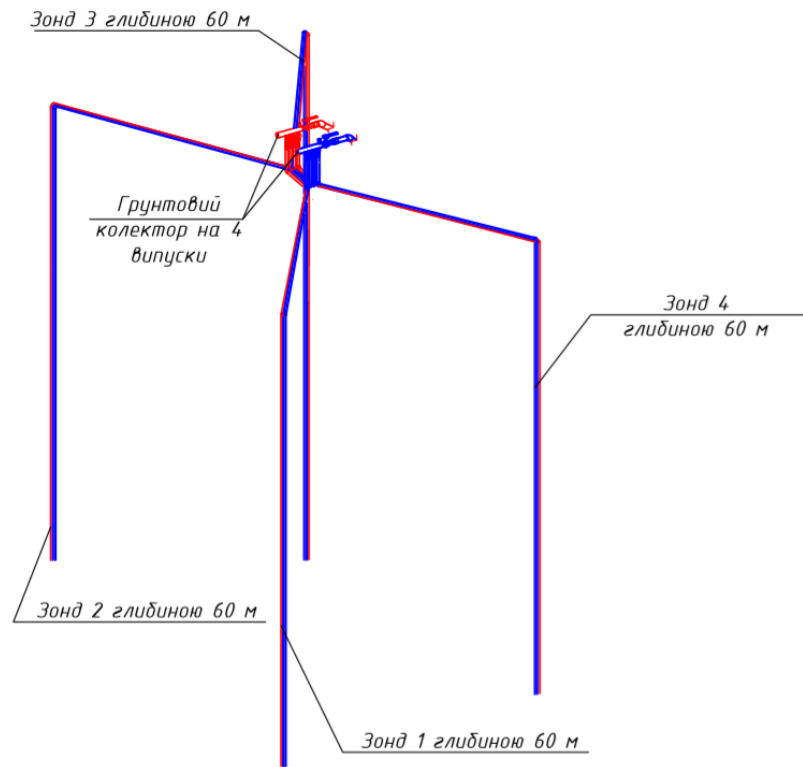
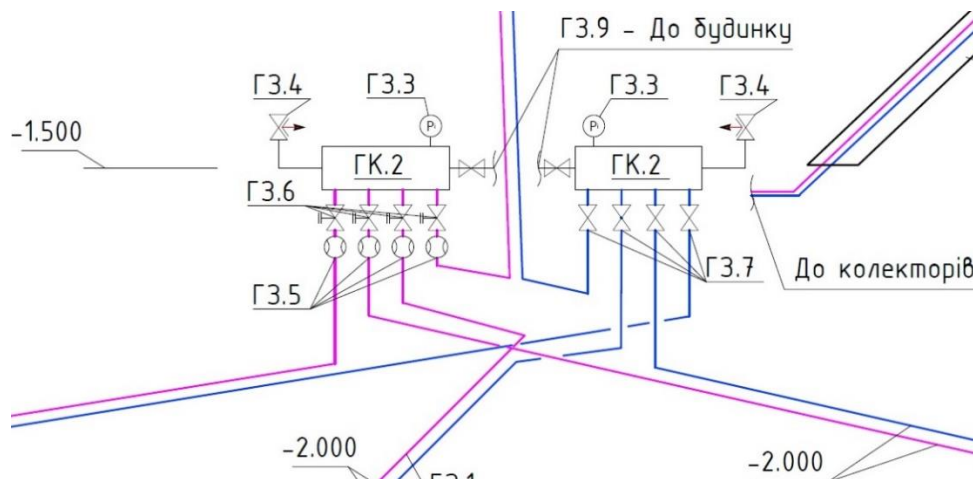


Рисунок 7.4 – Компоновка геотермальних зондів на ділянці

Для збору декількох зондів в магістральний трубопровід первинного контуру, використовується збірний колектор, укомплектований автоматичними повітрявідвідниками та витратомірами з балансувальними ventлями. Принципова схема геотермального колектора та зовнішній вигляд колектора зображені на рис. 7.5 та 7.6.



ГК1, ГК2 – подавальний та зворотний колектори геотермального контуру; ГЗ.5 – витратомір, ГЗ.6 – балансувальний регулюючий ventль; ГЗ.7 – кран запірний; ГЗ.4 – автоматичний повітрявідвідник; ГЗ.3 – манометр показуючий; ГЗ.9 – магістральний трубопровід первинного контуру

Рисунок 7.5 – Принципова схема геотермального колектора

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 7.6 – Зовнішній вигляд геотермального колектора

7.4 Розрахунок вузла пасивного холоду

У попередніх розділах була розрахована внутрішня система холодопостачання і підібрані трубопроводи, фанкойли та циркуляційні насоси. На рис. 5.8 зображена схема пасивного холодопостачання першого поверху. На даній схемі відображені два вузли, без яких не буде функціонувати система кондиціонування. Вузли К6 – проміжний ТА пасивного охолодження та К8.1 – циркуляційний насос геотермального контуру.

На початку сезону кондиціонування ми можемо отримувати розсіл з геотермального контуру з температурою від 0 °С до 5 °С, в залежності від експлуатації геотермального колектора в опалювальний період. Але до кінця сезону кондиціонування ми поступово прогріваємо первинний контур і отримуємо розсіл з температурами від +10 °С до +25 °С, що залежить від потужності ґрунтового теплообмінника та експлуатаційних особливостей об'єкта.

7.4.1 Розрахунок пластинчастого ТА пасивного охолодження

Виходячі із стандартних умов роботи систем тепло- та холодопостачання для розрахунку проміжного ТА пасивного охолодження використовуються параметри розсолу $T_{11}/T_{21} = 12/17$, °С, та параметри системи холодопостачання $T_{X1}/T_{X2} = 15/18$, °С.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок пластинчастого ТА буде виконано за наступною методикою.

Тепловий розрахунок

1) Потік теплоти, що передається в теплообміннику

$$Q = G_2 \cdot c_2 (t_2'' - t_2'); \quad (7.7)$$

2) Витрата холодоносія води (масова та об'ємна відповідно), що охолоджує воду системи холодопостачання.

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 (t_1' - t_1'')}; \quad (7.8)$$

$$V_1 = \frac{3600 \cdot G_1}{\rho_1}; \quad (7.9)$$

3) Середній температурний напір

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_a - \Delta t_i}{\ln \frac{\Delta t_a}{\Delta t_i}}; \quad (7.10)$$

4) Швидкість холодносія в каналах теплообмінника

$$W_1 = \frac{G_1}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}; \quad (7.11)$$

де z_1 – кількість каналів у теплообміннику з нагрівальної сторони;

f_1 – площа поперечного перерізу каналу, m^2 .

5) Число Рейнольдса [6]

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_a}{\nu_1}; \quad (7.12)$$

6) Значення критерія Прандтля при \bar{t}_1 , °C [9]

$$Pr_1 = \frac{c_1 \cdot \nu_1 \cdot \rho_1}{\lambda_1}; \quad (7.13)$$

7) Число Нуссельта [9]

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{ст1}} \right)^{0,25}; \quad (7.14)$$

8) Коефіцієнт тепловіддачі від мережної води до стінки [8]

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_e}; \quad (7.15)$$

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10) Число Рейнольдса [9]

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_a}{\nu_2}; \quad (7.16)$$

11) Значення критерія Прандтля при $\bar{t}_2, ^\circ\text{C}$ [9]

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \nu_2 \cdot \rho_2}{\lambda_2}; \quad (7.17)$$

12) Число Нуссельта [9]

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ct2}} \right)^{0,25}; \quad (7.18)$$

13) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до розчину пропіленгліколю [4]

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_e}; \quad (7.19)$$

14) Термічний опір стінки пластини та забруднень на ній

- термічний опір забруднень на стінці зі сторони нагрівального потоку (вода системи холодопостачання) [9]

$$\frac{\delta_1}{\lambda_1} = 0,00045 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт};$$

- термічний опір стінки (зі неіржавіючої сталі) при її товщині $\delta_{ct} = 1 \text{ мм}$ [9]

$$\frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}} = 0,000063 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт};$$

- термічний опір забруднень на стінці зі сторони потоку, що нагрівається (розчин пропіленгліколю) [9]

$$\frac{\delta_2}{\lambda_2} = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт};$$

15) Коефіцієнт теплопередачі [9]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}; \quad (7.20)$$

16) Площа поверхні теплообміну апарата

$$F_a = \frac{Q}{K \cdot \Delta \bar{t}}; \quad (7.21)$$

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Конструкторський розрахунок

1) Площа поперечного перерізу пакета [8]

$$f_i = \frac{V}{3600 \cdot W}; \quad (7.22)$$

2) Кількість каналів в одному пакеті [10]

$$m = \frac{f_i}{f_1}; \quad (7.23)$$

3) Число пластин в одному пакеті

- для нагрівального потоку (вода системи холодопостачання)

$$n_1 = 2 \cdot m_1$$

- для потоку, що нагрівається (розчин пропіленгліколю)

$$n_2 = 2 \cdot m_2$$

4) Поверхня теплообміну одного пакета

- для нагрівального потоку (вода системи холодопостачання)

$$F_{п1} = F_1 \cdot n_1$$

- для потоку, що нагрівається (розчин пропіленгліколю)

$$F_{п2} = F_1 \cdot n_2$$

5) Кількість пакетів в апараті [8]

$$X = \frac{F_a}{F_i}; \quad (7.24)$$

6) Число пластин в апараті [8]

$$n_a = \frac{F_a + 2 \cdot F_i}{f_i}; \quad (7.25)$$

7) Фактична площа поперечного перерізу пакетів [8]

$$f_i = f_1 \cdot m; \quad (7.26)$$

8) Далі перевіряємо визначені параметри при реальних площі теплообміну та швидкості теплоносіїв та обираємо модель і марку пластинчастого ТА. На рис. 7.7 зображено зовнішній вигляд пластинчастого ТА.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 7.7 – Зовнішній вигляд пластинчастого ТА

7.4.2 Вибір циркуляційного насоса пасивного охолодження для геотермального контуру

Користуючись схемами на рис. 7.4 – 7.5, методикою гідравлічного розрахунку розділу 4 та рекомендаціям [10] обираю циркуляційний насос пасивного охолодження для геотермального контуру (К8.1 – див. рис. 5.6) - Grundfos UPS 32-15 з відповідними фланцями та кріпленнями, зовнішній вигляд якого зображений на рис. 7.8.



Рисунок 7.8 – Зовнішній вигляд циркуляційного насоса Grundfos UPS 32-15

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.5 Розрахунок діаметра теплової мережі будинку

1) Номінальну витрату теплоносія беру з табл. 7.1, що дорівнює

$$G_{\text{оп}} = 2200 \text{ л/год} = 0,6 \text{ кг/с}.$$

2) Площа поперечного перерізу трубопроводів розраховується за формулою [10]

$$f = \frac{G_{\text{оп}}}{\rho \cdot g}, \text{ м}^2; \quad (7.27)$$

де ρ - густина теплоносія, кг/м^3 (для води приймаю $\rho=1000, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$);

g - швидкість теплоносія в системі опалення, м/с (приймаю $g=1,1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$).

Отже:

$$f = \frac{0,6}{1000 \cdot 1,1} = 0,00054, \text{ м}^2.$$

Діаметр теплової мережі розраховується за формулою [8]

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi}}, \text{ м}; \quad (7.28)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00054}{3,14}} = 0,0264 \text{ м або } 26,4 \text{ мм}.$$

Тоді з каталога фірми TM Valtec обираю поліпропіленовий трубопровід армований скловолокном, діаметром 40 x 5,5 мм з внутрішнім діаметром 29 мм.

7.6 Вибір бака акумулятора системи теплопостачання та бака запасу ГВП будинку

7.6.1 Бак ГВП будинку

Відповідно до розрахунків розділу 6 був обраний бак непрямого нагріву системи ГВП будинку, об'ємом 200 л, що передбачений конструкцією теплового насоса.

7.6.2 Бак акумулятор системи теплопостачання

У більшості геотермальних теплових насосів встановлені компресорні агрегати без регулювання обертів і потужності, так звані «ON/OFF-компресори». Для забезпечення довговічної та ефективної роботи таких компресорів необхідно виконувати наступні умови:

- 1) Мінімальний час роботи компресора після запуску – 20 хв;
- 2) Максимальна кількість увімкнень за годину – до 3 разів.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оскільки внутрішня теплова система має пристрої автоматичного керування, які здатні відсікати буд-які ділянки при досягненні заданого мікроклімату та в теплогенераторній передбачені окремі насосні вузли на кожний поверх для тепло- та холодопостачання, нам необхідно встановлювати буферну ємність для запобігання тактування компресора теплового насоса та уникання проблем з гідравлікою. Буферна ємність буде виконувати роль запасу теплоносія для малого контуру теплового насоса та гідравлічного розділювача.

За мінімальним часом роботи компресора та рекомендованим об'ємом теплоносія на 1 кВт теплової потужності розрахуємо об'єм буферної ємності. Оскільки 20 хв дорівнюють 1/3 години, а виробник рекомендує робити запас теплоносія від 50 до 100 л на 1 кВт теплової потужності, маємо

$$V_{\text{буф}} = Q_{\text{тн}}/3 \cdot 100, \quad (7.29)$$

де $Q_{\text{тн}}$ – номінальна теплова потужність теплового насоса, кВт

За формулою (7.29) визначаємо мінімальний об'єм буферної ємності

$$V_{\text{буф}} = 10/3 \cdot 40 = 333,3 \text{ л.}$$

Тоді з каталогу фірми NEMO [10] обираємо буферну ємність для роботи з тепловими насосами VPS R 350/1 B, об'ємом 350 л. Зовнішній вигляд та характеристики буферної ємності див. рис. 7.9 та табл. 7.2



Рисунок 7.9 – Зовнішній вигляд буферної ємності VPS R 350/1 B

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 7.2 – Технічні характеристики буферної ємності VPS R 200/1 В

Параметр	Одиниця	Значення параметра
Номінальний об'єм	л	250
Ізоляція	Матеріал	Поліуретан (PUR)
	Клас теплоізоляції	В
	Теплові втрати (Вт/год)	56,2
Датчик (гнездо)	Кількість	2
	Розміщення	1 зверху 1 знизу
Можливість монтажу		Підлогова
Підключення	Дюйм	1" ½
	Кількість	4/4
	Різьба	Внутрішня
Розміри	Діаметр, см	60
	Висота, см	120,2
	Глибина, см	60
Робоча температура	Мін	5°C
	Макс	95°C
Максимальний тиск	бар	3

7.7 Висновки до розділу 7

У даному розділі були підібране наступне обладнання теплогенераторної:

- 1 тепловий насос потужністю 10 кВт;
- 2 розрахований геотермальний теплообмінник – чотири двотрубні поліетиленових зонда з діаметром трубопроводів Ду40 по 65п.м кожний;
- 3 пластинчастий ТА пасивного охолодження из нержавеющей стали AISI 316 – SWEP BTH10-40;
- 4 циркуляційний насос пасивного охолодження для геотермального контуру Grundfos UPS 32-15;
- 5 розрахований діаметр магістральних трубопроводів теплогенераторної, що склав 29 мм.
- 6 вибрана буферна ємність для роботи з тепловими насосами – VPS R 350/1 В.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8 РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЕКТУ

В останні роки таке явище в бізнесі, як стартап, стало не просто популярним, а, мабуть, і модним. Про стартапи говорять на телебаченні, про нього видаються книги. Раз у раз виникають нові тематичні ресурси в Інтернеті. Не всім зрозуміло, чи має стартап якусь свою специфіку? Або цей термін служить для позначення будь-якого перспективного починання?

Слово «стартап» походить від англійського поняття start up – «запускати» і означає тільки що створену компанію або ту, що знаходиться в процесі створення [7].

Мається на увазі, що у цій компанії є якась бізнес-ідея, яка потребує розвитку і просування, але її творці поки зайняті дослідженнями ринку та пошуком засобів для її реалізації.

Іноді стартапами називають компанії, які збираються запропонувати споживачам інноваційні товари і послуги, але в даний час знаходяться в процесі пошуку відповідних бізнес-технологій та фінансової підтримки. Майбутнє таких компаній виглядає невизначеним.

Стартапом може вважатися будь-яка компанія, незалежно від її сфери діяльності. Втім, в деяких колах стартапами називають тільки починання в сфері високих технологій, Інтернет-бізнесі і «суміжних дисциплінах».

Поняття «стартап» виникло в 30-і роки минулого століття в Америці. Саме тоді два студента – Хьюлетт і Паккард – заснували крихітне підприємство і назвали його «start up». Виявилося, що у компанії велике майбутнє – в наші дні вона відома під ім'ям Hewlett-Packard, або HP [7].

Незатребуваний стартап не має шансів. Цільова аудиторія повинна бути зацікавлена в його розвитку, інакше жоден інвестор не наважиться вкласти гроші в розкрутку проекту.

В даній дисертації передбачається облаштування теплогенераторної в новому будинку з існуючим вводом системи центрального електропостачання, системи центрального водопостачання та каналізації.

Перед оцінкою економічного ефекту слід визначати розміри та різницю між першочерговими капіталовкладеннями для систем тепло- та холодо-постачання, що розглядалися замовником:

А) Система тепlopостачання та ГВП будинку на базі газового конденсаційного котла та система холодо-постачання на базі спліт-систем кондиціювання.

Першочергові капіталовкладення для даної системи складають $P_1 = 10600$ Євро (з урахуванням проектування, погодження та прокладання газопроводу до будинку).

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Б) Система теплопостачання, ГВП та кондиціювання на базі геотермального теплового насоса.

Капіталовкладення для даної системи складають $P_2 = 12700$ Євро (з урахуванням земельних робіт).

Тоді визначимо величину додаткових капіталовкладень, які має понести замовник у разі вибору дорожчої системи, Євро.

$$\Delta P = P_2 - P_1, \quad (9.1)$$

де P_2, P_1 – першочергові капіталовкладення для різних типів систем тепло- та холодо-постачання, Євро.

$$\Delta P = 12700 - 10600 = 2100 \text{ Євро}$$

Для розрахунку повернення додаткових капіталовкладень при виборі системи тепло- та холодо-постачання будинку на базі геотермального теплового насоса необхідно розрахувати різницю між експлуатаційними витратами систем на базі газового конденсаційного котла зі спліт-системою кондиціювання та геотермальним тепловим насосом.

Для розрахунку річних витрат на енергоресурси використаємо розрахункове річне навантаження на систему теплопостачання, що становить $Q_o^{\text{річ}} = 19829$ кВт · год/рік.

Визначимо річну вартість енергоресурсів для теплопостачання будинку при використанні системи теплопостачання на базі газового конденсаційного котла [5]

$$P_{\text{екс}}^{\text{котла}} = \frac{Q_o^{\text{річ}}}{\eta \cdot Q_n^p} \cdot T_{\text{газ}}, \text{ грн/рік} \quad (9.2)$$

де Q_n^p – нижча теплота згоряння природного газу, кВт·год/м³;

η – відносний термічний ККД котла;

$T_{\text{газ}}$ – тариф на природний газ для населення, грн/м³. Станом на сьогодні $T_{\text{газ}} = 6,47$ грн/м³)

За формулою (9.2) визначаємо річну вартість енергоресурсів для теплопостачання будинку на базі газового конденсаційного котла [5]

$$P_{\text{екс}}^{\text{котла}} = \frac{19829}{1,03 \cdot 8} \cdot 6,47 = 15569,62 \text{ грн/рік.}$$

Тепер визначимо річну вартість енергоресурсів для теплопостачання будинку на базі геотермального теплового насоса [5]

$$P_{\text{екс}}^{\text{ТН}} = \frac{Q_o^{\text{річ}}}{COP} \cdot T_{\text{ел}} \text{ грн/рік} \quad (9.3)$$

де COP – коефіцієнт перетворення електричної енергії в теплову;

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$T_{\text{ел}}$ – тариф на електричну енергію для населення при опалення електричним прибором, грн/кВт · год. Станом на сьогодні $T_{\text{ел}}=1,68$ грн/кВт·год при споживанні більше 100 кВт·год за місяць.

За формулою (9.3) визначимо річну вартість енергоресурсів для теплопостачання будинку на базі геотермального теплового насосу

$$p_{\text{екс}}^{\text{ТН}} = \frac{19829}{5} \cdot 1,68 = 6662,54 \text{ грн/рік.}$$

Економічний ефект – це різниця між експлуатаційними витратами при використанні систем теплопостачання на базі газового конденсаційного котла та теплового насоса. Його значення рахуємо за формулою [7]

$$\Delta p_{\text{екс}} = p_{\text{екс}}^{\text{котла}} - p_{\text{екс}}^{\text{ТН}}, \text{ грн/рік} \quad (9.4)$$

$$\Delta p_{\text{екс}} = 15569,62 - 6662,54 = 8907,08 \text{ грн/рік.}$$

За аналогічною методикою визначаємо економічний ефект від використання системи пасивного кондиціювання повітря на базі геотермального теплового насосу та різницю між вартістю щорічного обслуговування обладнання.

Термін повернення додаткових капіталовкладень, років, з урахуванням економічного ефекту можна розрахувати за формулою [7]

$$\tau = \frac{\Delta P \cdot \epsilon}{\sum \Delta p_{\text{екс}}} \quad (9.5)$$

де ϵ – курс Євро, грн/1 Євро;

$\sum \Delta p_{\text{екс}}$ - сумарний економічний ефект при використанні систем тепло- та холодопостачання на базі геотермального теплового насосу, грн/рік.

За формулою (9.5) визначаємо термін повернення додаткових капіталовкладень

$$\tau = \frac{2100 \cdot 26,54}{13981,73} = 4 \text{ роки}$$

Висновки з розділу 8

1 Комерційна реалізація цього проекту залежить від подальшого попиту на продукт, маржинальності продукту та економічної ситуації в країні: тарифів на енергоресурси, доходів населення, курсу валют та ін.

2 Економічний ефект від використання систем теплопостачання на базі газового конденсаційного котла та теплового насоса становить 8907,08 грн/рік.

3 Термін повернення додаткових капіталовкладень при використанні системи пасивного кондиціювання повітря на базі геотермального теплового насосу становить 4 роки.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці — це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності.

Система теплопостачання побудована для забезпечення будинка гарячою водою для системи опалення та системи кондиціонування.

У магістерській дисертації обране основне обладнання теплогенераторної:

- тепловий насос Vaillant flexoCOMPACT VWF118/4;
- циркуляційні та подаваючі насоси систем ГВП і опалення;
- тепловий акумулятор;
- трубопроводи, арматура покриті тепловою ізоляцією для зменшення теплових втрат(в проекті не наводяться).

Враховуючи факт, що технічне устаткування, що буде використано вже має відповідні сертифікати, щодо відповідності фактичних рівнів шуму, вібрації та інших шкідливих факторів існуючим санітарним нормам, то ці питання в даному розділі не розглядаються. На все обладнання є висновки СЕС та Держ. праці.

9.1 Технічні рішення та організаційні заходи які передбачені проектом, щодо безпеки експлуатації та основного технологічного обладнання

Вимоги до встановлення основного обладнання

Усі основні планувальні рішення по було прийнято з урахуванням вимог [10] ДБН В.2.5.-39:2008 «Теплові мережі», у тому числі:

Під час монтажу усі трубопроводи ізолюються. Обладнання, трубопроводи та арматуру необхідно маркувати згідно схеми, на трубопроводах позначити напрям руху теплоносія.

Компоновка основного та допоміжного устаткування в приміщенні теплогенераторної виконано згідно з нормативним документом [11]:

- 1) Проектом теплогенераторної передбачена монтажна (ремонтна) площадка.
- 2) Розширювальні баки, які працюють під тиском вище 0,07 МПа, відповідають необхідним вимогам.

9.2 Електробезпека

Передбачена проектом апаратура повинна експлуатуватися відповідно до паспортних даних, що визначають номінальні значення струму і напруги. Забезпечення

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

техніки безпеки в силовому електроустаткованні виконано вибором відповідного устаткування й апаратів.

Всі електромонтажні роботи виконувати в суворому відповідності з діючими будівельними нормами [2] – ДБН В.2.5.24-2003 «Электротехнические устройства. Производство электромонтажных работ», ПУЕ з дотримання норм по охороні праці і техніки безпеки.

Електропостачання усіх технологічних токоприймачів теплогенераторної здійснюється від загального електричного щита. Підключення цього щита до системи електропостачання та обладнання необхідно здійснити по місцю.

Блок управління насосами забезпечується наступними функціями: автоматичне відключення циркуляційного насосу у разі падіння тиску на вході насосу нижче встановленого; можливість ручного вмикання/вимикання насосу; автоматичне вмикання насосу після перерви в електропостачанні, а також інші функції, які детально описані в технічній документації на щит автоматизації [12].

Контролер блоку управління забезпечить можливість зв'язку з комп'ютером за допомогою інтерфейсу (eBUS).

Основними споживачами електроенергії в теплогенераторній є електродвигуни насосних установок, джерела штучного освітлення та геотермальний тепловий насос.

Електрообладнання живиться від мережі змінного струму з глухо заземленою нейтраллю та зануленням з робочою напругою 220 В та частотою 50Гц. Металеві бокси, в якому встановлюється система управління (мікроконтроллер) має 0І клас за електрозахистом, відповідно до ДСТУ 12.2007.0-75, а також клас за пиловологозахистом IP28. [12]

9.2.1 Технічні рішення по запобіганню електротравм при переході напруги на струмопровідні частини електроустановок.

З метою виникнення можливих електротравм при експлуатації електрообладнання тепlopункту проектом його реконструкції передбачено:

- ізоляція нормально струмоведучих частин з опором $R_{зг} \geq 1$ кОм; допускається експлуатація електроустановок при зниженні опору ізоляції до 0,5 кОм [13];
- блокуюче та огорожуюче обладнання виконане так, щоб знімати чи відкривати його можна тільки за допомогою ключів чи інструменту[13];
- живлення ламп накаливання загального освітлення здійснюється від трифазної мережі перемінного струму 380/220 В з глухо заземленою нейтраллю, та занулення висота підвищування ламп 3,5м [13];
- передбачено мережу розеток 12 В для переносного освітлення[13];

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– для захисту людей від помилкових дій та випадкового дотику до струмоведучих частин застосована різнокольорова ізоляція провідників окремих елементів електросхем, таблички та написи з позначенням робочих напруг, попереджувальні знаки, використання напруги до 42 В для підключення електроінструменту [13];

– для захисту людей від ураження електричним струмом, від дії електричної дуги, всі установки забезпечуються засобами захисту, а також засобами забезпечення першої медичної допомоги відповідно до «Правила використання и випробування засобів захисту, які використовуються в електроустановках»[14];

– наявність надійного та швидкодіючого автоматичного відключення частин електрообладнання, яке випадково виявилось під напругою та пошкоджених частин електромереж[15].

– З метою захисту людей від ураження електричним струмом при переході напруги на неструмовідні частини установок проектом реконструкції тепло пункту передбачено: використання заземлення EM типу TN-S.

Занулення дає змогу виключити небезпеку ураження електричним струмом людей при пробі на корпус обладнання одною з фаз мережі. Це досягається завдяки швидкому вимиканню, максимальним струмовим захистом ділянки, на якій виникло замикання на корпус. При зануленні пробій на корпус приводить до короткого замикання фази (контур: нульовий провідник – фаза – фазовий провідник - корпус споживача – нульовий провідник). Спрацьовує захист від короткого замикання (автомат з струмовим захистом), та пошкоджений провідник вимикається від мережі [13].

При цьому використовуються вимоги ПУЕ – 2017 до схеми занулення:

- забезпечується необхідна кратність струму короткого замикання;
- забезпечується цілісність нульового провідника та використання повторних заземлювачів нульового провідника;
- контроль занулення проводиться при вводі в експлуатацію, перевірка здійснюється кожні 5 років;
- у нульовому проводі не дозволяється установка роз'єднувачів та інших приладів розриву електричної мережі;
- не дозволяється використовувати трубопроводи в якості нульового робочого проводу [12].

9.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Безпека в надзвичайних ситуаціях регламентується планами локалізації аварійної ситуації ПЛАС [17]. Одними з основних складових частин оперативної частини ПЛАС є

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розробка технічних рішень та організація заходів щодо запобігання виникнення або ліквідації наслідків аварійних ситуацій в тому числі і розробка плану дій оперативного та чергового персоналу, а також визначення основних заходів з пожежної безпеки.

9.3.1 Порядок організації робіт з ліквідації аварій у теплогенераторній

1. Аварійною ситуацією є зміна в нормальній роботі обладнання, яке створить загрозу виникнення аварії. Ознаки аварії визначаються галузевим нормативно-технічним документом [17].

2. Важливою умовою безаварійної роботи є збереження людям спокою при зміні режиму або виникненні неполадок.

9.3.2 Пожежна безпека

Пожежна безпека – стан об'єкта, за якого з регламентованою імовірністю виключається можливість виникнення і розвитку пожежі та впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей [15].

Приміщення теплогенераторної згідно з НАПБ Б03.002-2007 відноситься до категорії Д (пожежобезпечні – негорючі речовини та матеріали у холодному стані). Джерелом пожежі може бути спалення електроізоляції кабелю при короткому замиканні чи дії обслуговуючого персоналу, які порушують правила пожежної безпеки (використання відкритого вогню, куріння у недозволених місцях). Приміщення теплового пункту не відноситься до вибухонебезпечних, тому що тут не використовуються легкозаймисті речовини та немає умов для створення вибухонебезпечних сумішей [15].

Системи пожежної безпеки - це комплекс організаційних заходів і технічних засобів, спрямованих на запобігання пожежі та збитків від неї.

Відповідно до ГОСТ 12.1.004-91 пожежна безпека об'єкта повинна забезпечуватися системою запобігання пожежі, системою протипожежного захисту і системою організаційно – технічних засобів.

Системи пожежної безпеки мають запобігати виникненню пожежі і впливу на людей небезпечних факторів пожежі на необхідному рівні [15]. Потрібний рівень пожежної безпеки людей за допомогою зазначених систем, згідно з ГОСТ 12.1.004-91, не повинен бути меншим за 0,9 відвернення впливу на кожну людину, а допустимий рівень пожежної безпеки для людей не може перевищувати 10^{-6} впливу небезпечних факторів пожежі, що перевищують гранично допустимі значення на рік у розрахунку на кожну людину.

Основні засоби попередження пожеж:

– застосування електрообладнання, яке задовольняє вимогам електростатичної електробезпеки по ГОСТ 12.1.018-79;

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– застосування захисту від короткого замикання на розподільчому щиті теплового пункту [14].

Основні технічні рішення по системі протипожежного захисту теплопункту:

– згідно вимог ДБН В.2.5-56-2014 для пожежної сигналізації застосовані пристрої охоронної сигналізації УОТС-11, які працюють з димовими та тепловими датчиками.

Датчики встановлено на стелі:

– передбачені первинні засоби пожежогасіння: вогнегасники ОУ-5 згідно вимог ДСТУ 36 75-98 та ГОСТ 7276-77, ящик с піском, щільна тканина, лопата. Вогнегасник розташовано біля входу у тепловий пункт;

– проектом запроектовано, що електродвигуни, електропровідники та кабелі за виконанням та ступенем захисту відповідають класу зони і мають арматуру захисту від струму короткого замикання та інших аварійних режимів;

– плавкі вставки запобіжників калібровані, з визначенням на клеймі номінального струму вставки;

– на електродвигуни, світильники передбачається нанесення знаків, які вказують їх ступінь захисту відповідно стандартів;

– проектом передбачено, що з'єднання, відводи та кінцівки жил проводів виконується за допомогою опресовки, зварювання, пайки;

– прийнято, що переносні світильники мають скляні ковпачки та сітки. Для цих світильників застосовуються гнучкі кабелі з мідними жилами, з урахуванням їх захисту від можливих пошкоджень;

– передбачено стаціонарне застосування водяного пожежогасіння з пожежними кранами у настінних шафах.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Дана магістрська дисертація являє собою реальний проект систем опалення, вентиляції та кондиціювання повітря індивідуального житлового будинку в с. Ясногородка Київської області, і складається з низки теплотехнічних розрахунків і технічних рішень, направлених на реалізацію інженерних систем будівлі, що розглядається. Дана робота відповідає усім сучасним технічним нормам по роботі та експлуатації внутрішніх інженерних систем, санітарним нормам та охороні праці.

У даній магістрській дисертації були виконані наступні розрахунки та види робіт:

- 1 Розраховано теплові втрати приміщень;
- 2 Визначено клас енергоефективності будинку;
- 3 Розраховано надходження теплоти та вологи до приміщень об'єкта проектування;
- 4 Виконано розрахунок опалення, кондиціювання і гарячого водопостачання будинку;
- 5 Вибрано обладнання системи опалення, гарячого водопостачання, кондиціювання та місцевої децентралізованої вентиляції;
- 6 У розділі з охорони праці розглянуті питання по забезпеченню безпеки в надзвичайних ситуаціях.

7 У частині розробки стартап-проекту було розраховано економічний ефект від використання систем теплопостачання на базі газового конденсаційного котла та теплового насоса.

Робочі креслення розроблені згідно вихідних даних та архітектурно-будівельних креслень. Технічні рішення, прийняті в проекті, відповідають умовам екологічних, санітарно-гігієнічних та інших діючих норм і забезпечують безпечну для життя та здоров'я людей, експлуатацію будівлі.

При розробці проекту були витримані вимоги таких керівних та нормативних документів:

- ДБН В.2.5-67:2013 «Отопление, вентиляция и кондиционирование»;
- ДБН В.1.1-7-2002 «Пожежна безпека об'єктів будівництва»;
- ДБН В.2.6-31:2016 «Теплова ізоляція будівель».

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- 1 СНИП 2.04.05-91*У Отопление, вентиляция и кондиционирование: Издание неофициальное, Киев: КиевЗНИИЭП, 1996 с. 89
- 2 ДБН В.2.6-31:2016 «ТЕПЛОВА ІЗОЛЯЦІЯ БУДІВЕЛЬ». Чинний від 2017 -05-01. – Київ: Мінрегіон України, 2017. – 31 с.
- 3 Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб. / М.Ф.Боженко, В.П.Сало. – Київ: ІВЦ „Видавництво„Політехніка”, 2004. – 192 с.
- 4 Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: практикум для студентів напряму підготовки “Теплоенергетика” [Електронний ресурс] / Автори М.Ф. Боженко, Ю.В.Шовкалюк. – Київ : НТУУ «КПІ», ТЕФ, 2016. - 130 с.
- 5 ДСТУ-Н Б В 1.1-27: 2010 "Захист від небезпечних геологічних процесів шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія - Чинний від 2011-11-01. Київ: Мінрегіонбуд України, 2011. - 123 с.
- 6 Энергоефективный будинок: <http://www.amerlad.org.ua>.
- 7 Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче: Учеб. пособие для вузов / Е.А.Краснощеков и А.С.Сукомел. - 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.
- 8 Технічні дані продукції з інтернет ресурсів: <http://www.kanalniki.com.ua/>, <http://www.daikin.com.ua/>, www.wilo.com.ua/, <http://www.rusklimate.ru/>, <http://www.ecotherm.com.ua/>, <http://220volt.com.ua/>, <http://www.vaillant.ua> <http://drazice.org.ua/>.
- 9 Системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 2 від 31.10.2019 р.) за поданням Вченої ради Теплоенергетичного факультету (протокол № 2 від 23.09.2019 р.)
- 10 Невзорова А.Б. Теплогазоснабжение, отопление и вентиляция: Учеб. / А.Б. Невзорова. – Гомель: БелГУТ, 2014. – 279 с.
- 11 Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий : Проектирование: Справочник / Г.В.Русланов, М.Я.Розкин, Э.Л.Ямпольский. – К.: Будівельник, 1983. – 272с.
- 12 ДБН В.2.5 – 67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціювання повітря. - Чинні від 2013 – 09 – 01. – Київ: Мінрегіонбуд та ЖКГ України, 2013. – 167 с.
- 13 Закон України «Про охорону праці»;
- 14 Правила будови і безпечної експлуатації трубопроводів пари та гарячої води. Держнаглядохоронпраці.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

15 СНиП 3.05.01 - 85. «Правила производства и приемки работ. Санитарно-техническое оборудование зданий и сооружений».

16 ДБН В.1.1-7-2002 «Пожежна безпека об'єктів будівництва»;

17 ДБН - В.2.2-9-99. «Громадські будинки та споруди»;

18 ДНАОП 0.00-1.32-01 Правила устройства электроустановок. Электрооборудование специальных установок.

19 СНиП 2.01.02-85 Противопожарные нормы.

20 Виконання магістерської дисертації за освітньо-професійною програмою: Навч. посіб. / КПІ ім. Ігоря Сікорського; М.Ф.Боженко. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 66 с.

21 ДБН В.2.2-15-2005. Будинки і споруди. Житлові будинки. Основні положення. – Чинні від 01. 01. 2006 р.

					ТП з81мп 27 001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАТВЕРДЖУЮ

Декан теплоенергетичного
факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського

Є.М. Письменний

«___» _____ 2019 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор
ТОВ «Укренергопром»
(назва підприємства, організації)

Герасименко Ю. В.
(ініціали, прізвище директора)

03 вересня 2019 р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на проектно-конструкторську роботу
«Система опалення, вентиляції і кондиціонування повітря індивідуального
житлового будинку в с. Ясногородка, Київської області»

1. Термін виконання роботи

Початок – 02.09. 2019 р.

Закінчення – 16.12. 2019 р.

2. Обґрунтування для виконання роботи

Для підтримання необхідних параметрів повітря у приміщеннях житлового будинку в с. Ясногородка Київської області та забезпечення мешканців цього будинку гарячою водою необхідно розробити системи опалення, вентиляції і кондиціонування та гарячого водопостачання

3. Мета роботи

Розроблення систем опалення, вентиляції і кондиціонування та гарячого водопостачання для підтримання необхідних параметрів повітря у приміщеннях та забезпечення мешканців гарячою водою

4. Зміст основних етапів виконання роботи

1) Виконати розрахунки теплових навантажень споживачів на опалення та ГВП.

2) Вибрати обладнання системи поверхнево-підлогового та повітряного опалення.

3) Обчислити надходження теплоти та вологи до приміщень, визначити повітрообмін приміщень та вибрати обладнання системи вентиляції.

4) Виконати розрахунки та вибрати обладнання системи ГВП.

5) Розрахувати та вибрати обладнання теплового насосу.

6) Виконати графічний матеріал розроблених систем опалення, вентиляції і кондиціонування повітря:

- Схеми систем поверхнево-підлогового і повітряного опалення;
- Розміщення обладнання поверхнево-підлогового і повітряного опалення;
- Розміщення обладнання системи припливно-витяжної вентиляції;
- Грунтовий контур і грунтовий колектор;
- Схема системи припливно-витяжної вентиляції ;
- Схема системи теплопостачання будинку.

5. Матеріали, що подаються після закінчення роботи

5.1. Пояснювальна записка (текстова частина магістерської дисертації).

5.2. Креслення.

5.3. Довідка про впровадження результатів.

6. *Порядок розгляду і приймання роботи*

Результати роботи розглядаються на засіданні ЕК із захисту атестаційних робіт освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 144 «Теплоенергетика», освітньо-професійною програмою «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження».

Керівник роботи

_____ доц. М. Ф. Боженко
(підпис) (посада, ініціали, прізвище)

03 вересня 2019 р.

Виконавець

студентка гр. ТП-381мп,
ТЕФ, КПІ ім. Ігоря Сікорського

_____ Л. В. Нестеренко
(підпис) (ініціали, прізвище)
03 вересня 2019 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор

ТОВ «Укренергопром»
(назва підприємства, організації)

Герасименко Ю. В.
(ініціали, прізвище директора)

03 вересня 2019 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Результатів магістерської дисертації

студентки Нестеренко Л. В. на тему: «Система опалення, вентиляції і кондиціонування повітря індивідуального житлового будинку в с. Ясногородка, Київської області»»

Результати магістерської дисертації студентки кафедри ТПТ, ТЕФ, КПІ ім. Ігоря Сікорського, Нестеренко Лесі Валеріївни, упроваджені в ТОВ «Укренергопром» в частині розрахунків теплових навантажень споживачів індивідуального житлового будинку на опалення та гаряче водопостачання, визначенні надходжень теплоти та вологи до приміщень, розрахунків та вибору обладнання систем підлого-поверхневого та повітряного опалення, системи припливно-витяжної вентиляції, розробки схеми системи теплопостачання будинку та вибору теплового насосу.

Головний інженер проектів

_____ Жежера О. П.

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Нестеренко Лесі Валеріївни

№ з /п	Найменування праць	Рукопи сні або друковані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвища співавторів праць
1	Вдосконалення тепломеханічного обладнання Зміївської паперової фабрики	Друк.	XVI міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів, студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики». Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 24-27 квітня 2018 р.» – ел. посібник. – 2018.— с.205	1 стор	Гавриш А.С.
2	Використання теплоти вентиляційних викидів для нагрівання припливного повітря	Друк.	XVII міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів, студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики». Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 23-26 квітня 2019 р.» – ел. посібник. – 2019.— с.258	1 стор	Боженко М. Ф.
3	Порівняльні характеристики повітрянагрівачів в системах механічної вентиляції	Друк.	XVII міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів, студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики». Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 23-26 квітня 2019 р.» – ел. посібник. – 2019.— с.258	1 стор	Боженко М. Ф. Стринада П. С.

Автор

Л. В. Нестеренко

Витяг із звіту по перевірці магістерської дисертації на академічну доброчесність в системі Unicheck.



Власник документу:
Гавриш Андрій Сергійович

ID перевірки:
1000632871

Дата перевірки:
25.11.2019 12:22:02 GMT+0

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
25.11.2019 12:22:55 GMT+0

ID користувача:
77138

Назва документу: ТП-з81мп_Нестеренко Л. В 1

ID файлу: 1000644389 Кількість сторінок: 47 Кількість слів: 17138 Кількість символів: 118549 Розмір файлу: 2.31 MB

4.83% Схожість

Найбільша схожість: 2.45% з джерело бібліотеки. ID файлу: 1000193179

2.31% Схожість з Інтернет джерелами

1

Page 19

2.52% Текстові збіги по Бібліотеці акаунту

6

Page 19

ВІДОМІСТЬ МАГІСТЕРСЬКОЇ ДИСЕРТАЦІЇ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	A4		Завдання на магістерську дисертацію	2	
2	A4	ТП з81мп 27 001 ПЗ	Пояснювальна записка		
3	A1	ТП з81мп 27 001 001 ОВ	Розміщення обладнання підлогового опалення 1-го і 2-го поверхів	1	
4	A1	ТП з81мп 27 001 002 ОВ	Схема повітряного опалення	1	
5	A1	ТП з81мп 27 001 003 ОВ	Розміщення обладнання повітряного опалення	1	
6	A1	ТП з81мп 27 001 001 ОВ1	Схема системи вентиляції	1	
7	A1	ТП з81мп 27 001 002 ОВ1	Розміщення обладнання 1-го і 2-го поверхів	1	
8	A2	ТП з81мп 27 001 003 ОВ1	Схема горища	1	
9	A1	ТП з81мп 27 001 001 ТМК	Схема системи теплопостачання	1	
10	A1	ТП з81мп 27 001 002 ТМК	Розміщення обладнання в котельні	1	
11	A2	ТП з81мп 27 001 003 ТМК	Схема ґрунтового колектора	1	
12	A3	ТП з81мп 27 001 С	Специфікація		

				ТП з81мп 27 001		
	ПІБ	Підп.	Дата	Відомість магістерської дисертації	Аркуш	Аркушів
Студент	Нестеренко					1
Керівн.	Боженко				КПІ ім. Ігоря Сікорського, каф. ТПТ, гр. ТП – з81мп	
Консульт.						
Н.контр.	Боженко					
Зав.каф.	Варламов					